



Escuela de
Ingeniería y Arquitectura
Universidad Zaragoza

PROYECTO FINAL DE CARRERA

DISEÑO Y ESTUDIO DE GRÚA DE TALLER CON HERRAMIENTAS CAD-CAM Y MEF

AUTOR

Sergio Longares Cortés

DIRECTOR

Paula Canalís Martínez

ESPECIALIDAD

Mecánica

CONVOCATORIA

Junio 2014

Departamento de Ingeniería Mecánica





INDICE

1. INTRODUCCIÓN	4
2. OBJETIVO DEL PROYECTO	6
3. HIPÓTESIS DE TRABAJO	8
4. CALCULOS	11
5. ANALISIS DE DISEÑO	27
6. MEJORAS	48
7. COMPROBACIONES	57
8. CONCLUSIONES	69
ANEXOS	72



1. INTRODUCCIÓN

Una grúa es una máquina de elevación de movimiento discontinuo destinada a elevar y mover cargas en el espacio, suspendidas de un gancho o una cadena.

Por regla general son ingenios que cuentan con poleas acanaladas, contrapesos, mecanismos simples, cilindros hidráulicos, etc. para crear ventaja mecánica y lograr mover grandes cargas.

Existen muchos tipos diferentes de grúas cada una adaptada a un propósito específico. Los tamaños se extienden desde las más pequeñas grúas de horca, usadas en el interior de los talleres, grúas torres, usadas para construir edificios altos, hasta las grúas flotantes, usadas para rescatar barcos encallados.

En este proyecto nos centramos en el estudio y el diseño de una grúa de taller que utiliza la fuerza hidráulica para poder mover estas cargas.

Para poder mover la grúa y la carga con un mínimo esfuerzo, la grúa lleva instaladas unas ruedas con frenos, para evitar que la grúa con la carga puedan moverse libremente, y que esto pueda representar un peligro para cualquier persona.

La principal función de las grúas de taller es la de sacar los motores, por lo que estas, deben tener la base lo suficientemente baja como para entrar debajo del coche sin que dañe ningún elemento del vehículo.

Generalmente una grúa de taller esta formada por cuatro partes principales:

- La Base: Su función es la de dar estabilidad a la estructura. En ella se encuentran las ruedas, y en algunos diseños, también las bombas.
- El Pilar: Es la parte de la grúa que está sometida a mayores tensiones, suele estar unida a la base mediante soldadura, y por un pasadores al mástil y a una de las partes del cilindro.
- EL Mástil: La parte móvil de la grúa, en un extremo está unido al pilar por un pasador y a una cadena en el otro extremo. También está unido por un pasador a la otra parte del cilindro.
- El Cilindro y la bomba: Estos dos componentes son los encargados de poder elevar grandes cargas con un mínimo esfuerzo.



Imagen 1. Ejemplo de grúa

2. OBJETIVO DEL PROYECTO

El objetivo del proyecto es estudiar dos diseños distintos de grúas de taller, aplicando herramientas CAD-CAE y MEF para el diseño y la comprobación de prototipos. Partiendo de los cálculos analíticos se comprobarán las variaciones de resultados que aparecen con las herramientas de cálculo y se propondrán distintas mejoras.

La diferencia entre los dos diseños es la unión entre el mástil y el pilar de la grúa, en el primer diseño, el mástil tiene soldadas dos solapas para los pasadores de unión con el mástil, y en el segundo diseño, las solapas están soldadas en el pilar.

Para empezar, debemos tener en cuenta diversas consideraciones de diseño, una vez tengamos solución para estas consideraciones, realizaremos una simplificación del diseño y así podremos realizar los cálculos. En la simplificación no se tienen en cuenta la forma que tienen las uniones, con conocer el tipo de unión entre los componentes es suficiente. Por esto, con realizar todos los cálculos en una sola simplificación será suficiente para dimensionar los dos diseños. Más adelante, cuando simulemos los diseños, será cuando diferenciaremos entre el diseño 1 y el diseño 2.

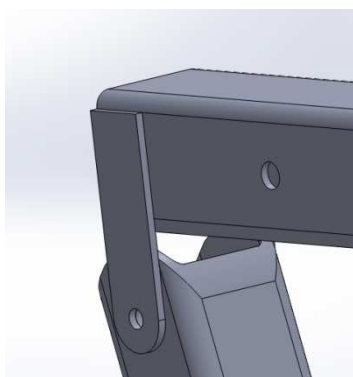


Imagen 2. Diseño 1

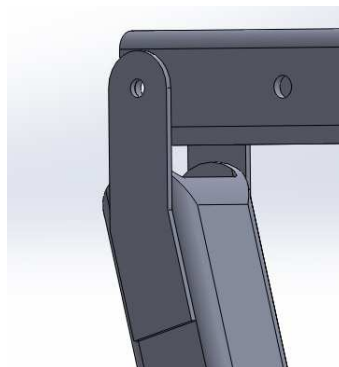


Imagen 3. Diseño 2

También habrá que decidir que material vamos a utilizar para cada una de las partes a diseñar. Esto es necesario para saber las características que posee el mismo, y así poder realizar los cálculos necesarios para definir las secciones de cada una de las partes. Una vez tengamos la simplificación y hayamos decidido cuál es el material de fabricación, podremos empezar a realizar el cálculo analítico.



Para empezar con los cálculos, debemos saber cuál será la configuración más desfavorable para el diseño, esto se calculará cambiando las cargas y las longitudes que hay entre la carga y la unión del mástil con el pilar. Con esta configuración será con la que se realizarán todos los cálculos analíticos y posteriormente se realizara la simulación.

Para realizar los cálculos, primero debemos realizar el diagrama de solido libre para saber que partes están sometidas a mayores tensiones, después, en los puntos cuya concentración de tensiones sea la más desfavorable, será donde calcularemos las tensiones máximas que puede soportar el material y dimensionaremos la sección, para que pueda soportar todas las fuerzas a las que se ve sometido.

Una vez tengamos dimensionadas todas las partes del diseño, en el programa SolidWorks, se generará el diseño en 3D. Este diseño será muy simple y solo se modificará el tamaño de las secciones para que sea más fácil su ensamblaje. Sobre este ensamblaje, se realizará una primera simulación, si en los informes, los resultados no fueran los esperados, se modificará el tamaño de las secciones o se incluirán nuevas piezas de refuerzo en las zonas que no cumplan con los objetivos. Se repetirá esto hasta que los datos de los informes indiquen que la estructura puede soportar las cargas sin romperse. Con el diseño definitivo, se pensará como mejorar el diseño de forma sencilla. Con la mejora introducida en el ensamblaje, se comprobarán otras posiciones y configuraciones que debe soportar la grúa, para verificar que los cálculos se han hecho sobre la configuración más desfavorable, y que soporta todas las combinaciones de carga posición y longitud de mástil.

En este proyecto, veremos cómo son necesarias las herramientas CAD-CAE y MEF para que el dimensionado y el diseño de los prototipos sea lo más adecuado posible.

3. HIPÓTESIS DE TRABAJO

Antes de empezar a calcular las secciones, es necesario saber cuales serán las medidas de cada parte del diseño. Estas medidas no necesitan ser las definitivas, son simplemente unas aproximaciones a las medidas del diseño final. Esta simplificación debe cumplir con una serie de consideraciones de diseño para que su uso en talleres sea lo más cómodo y versátil posible.

Tras obtener la simplificación, plantearnos las cargas que puede soportar y el material con el que vamos a fabricar cada una de las partes, podremos empezar a calcular las secciones de la grúa.

Consideraciones de diseño

1. Peso del Motor:

Según los requerimientos del diseño, la grúa debe poder levantar un rango de motores desde 1000 cm³ hasta 3600 cm³, por lo tanto, tomando como un mínimo el peso de un motor de 3600 cm³ para el diseño de la grúa, el valor aproximado es de 1000 Kg ó 1 ton.

Solución: Nuestra grúa es capaz de soportar hasta 2000Kg.

2. Altura del motor:

La altura del motor al suelo es muy importante, pues esta nos influye para indicar la altura mínima a la que la grúa debe tener acceso, pero en el mercado esta altura no es igual para todos los modelos de vehículos con un motor máximo de 3600 cm³, por lo tanto, se tomo una altura de un vehículo de gran volumen para esta restricción. La Altura máxima para el motor suele ser de unos 1300 mm ó 1,30 m.

Solución: La altura del centro del pasador donde va la carga con cuando el cilindro esta retraído es de unos 1100mm.

3. Profundidad el motor:

La profundidad del motor es un factor importante, que al igual que la altura del motor, se necesitan para delimitar la altura mínima a la que debe alcanzar la grúa, pues estas 2 variables sumadas nos dan una buena aproximación del valor de la altura; para este caso según los valores medidos a diferentes vehículos con motores de 3600 cm³, la profundidad máxima encontrada es de 600 mm ó 0,6 m.

Solución: La distancia mínima entre el pasador de unión de la mástil con el pilar y el pasador donde va la carga es de 1000mm, y en ese punto soporta 2000Kg, una carga superior al peso de los motores estándar.

4. Altura al Suelo:

Para el diseño de la base de la grúa se debe tener en cuenta esta variable como restricción. En nuestro caso la base se desea deslizar debajo del vehículo, por lo tanto debemos considerar este factor para limitar la altura de la base. Teniendo en cuenta que la transmisión en un vehículo se encuentra a menor altura del suelo que la carrocería, se tomo la altura de vehículos deportivos para su valor. El valor de la altura de la transmisión al suelo a tomar en cuenta es de 170mm ó 0,17 m.

Solución: Para poder manejar la grúa con facilidad se han elegido unas ruedas cuya altura total es de 145mm que, junto con el diseño que se ha hecho, no supera los 170mm. También hay que destacar que las ruedas llevan freno para una mayor seguridad.

5. Ancho del vehículo:

Ya que se desea realizar la base de la grúa deslizante por debajo del vehículo se debe tener en cuenta el ancho máximo que esta puede tener, por lo tanto, se consultó la máxima distancia entre las llantas de los vehículos más pequeños del mercado. La distancia más pequeña entre las llantas es de 1200 mm ó 1,20 m.

Solución: La distancia máxima entre los centros de los largueros de la base es de 1000mm.

6. Distancia del parachoques frontal hasta el motor:

Esta distancia nos arroja el brazo mínimo que nuestra grúa debe alcanzar para poder acercarse lo suficiente al motor. Según algunos valores consultados y tomando el valor máximo como el más crítico esa distancia mínima debe tener un valor de 1000 mm ó 1 m.

Solución: La distancia mínima entre el pasador de unión de la mástil con el pilar y el pasador donde va la carga es de 1000mm.

Con las soluciones a todas consideraciones de diseño ya planteadas, podemos empezar a realizar la simplificación alámbrica del diseño.

EL esquema que vamos a utilizar para realizar los cálculos, está formado por un mástil que soportara una carga máxima de 2000Kg. (20000N) con una longitud entre extremos de 1000mm, y otras tres posiciones más, 1180, 1360 y 1540mm en las que debe ser capaz de soportar 1500Kg (15000N), 1000Kg (10000N) y 500Kg (5000N) respectivamente. A 300mm de la unión con el pilar está situado el punto donde se ejerce la fuerza que genera el cilindro.

El pilar está inclinado unos 75° con respecto al mástil cuando esta está paralela a la base. La longitud del pilar es de 1553mm aproximadamente. Al estar inclinado las proyecciones del pilar son 402mm en el eje horizontal y 1500mm en el eje vertical, esta medida será la altura total de la simplificación. A lo largo del pilar también actúa la fuerza del cilindro, a unos 310,6mm, 300mm en la proyección horizontal, de la unión con el pilar, esta fuerza tendrá sentido contrario a la aplicada

por el cilindro en el mástil.

La base está formada por dos largueros simétricos de aproximadamente 1525mm de longitud, una barra central de 600mm, donde se apoya el pilar de la grúa, y una barra trasera que une los largueros. En los extremos de los largueros y de la barra trasera, irán situadas cuatro ruedas que posicionaremos más adelante.

Con todas las medidas definidas, el diseño de la estructura alámbrica será el siguiente:

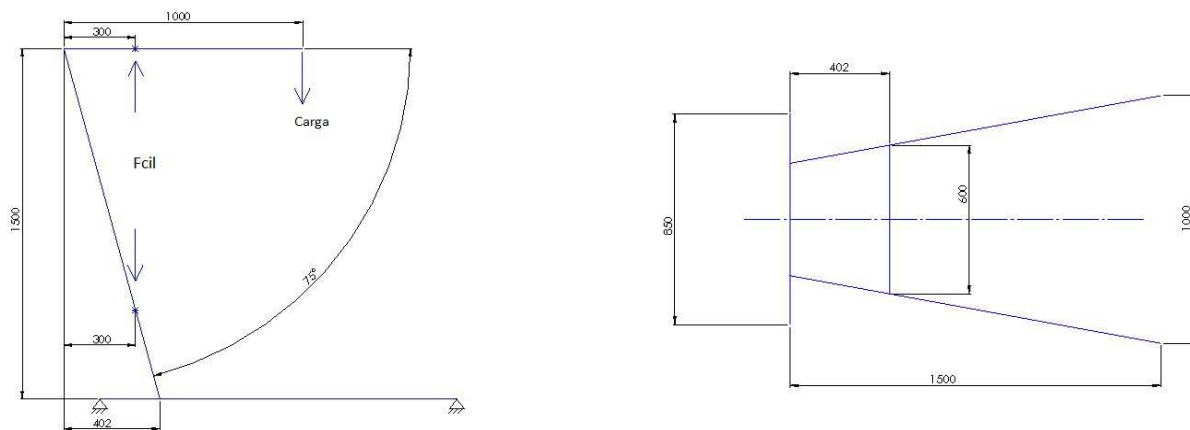


Imagen 4. Estructura alámbrica

Especificaciones

Los dos diseños van a tener las mismas especificaciones generales en cuanto a diseño.

Una de las más importantes es el coeficiente de seguridad que se ha tomado en cada una de las partes. En los cálculos hay dos tipos distintos de coeficientes de seguridad, el destinado al dimensionado de las partes principales (mástil, pilar, base), que tiene un valor de 1,5, y el destinado a las partes móviles (pasadores), cuyo valor es de 2.

Otro aspecto importante es el material y sus características. Para el diseño de todas las partes se ha utilizado un acero aleado de gran resistencia (F-1140), sus principales características son:

$$R=60/75 \text{ Kg/mm}^2$$

$$E=33 \text{ Kg/mm}^2$$

$$A=17\%$$

$$\text{Dureza Brinel}=175\text{-}220$$

El resto de características se pueden ver en el Anexo 1.

4. CALCULOS

Para los cálculos previos no se ha tenido en cuenta las diferencias de diseño, simplemente se ha realizado sobre un alambrado simbólico con la forma básica de la grúa que sirve para los dos diseños. Más adelante será cuando distinguiremos entre uno y otro.

Como ya se ha detallado antes el material elegido para el diseño de las partes es el acero F-114.

4.1 Cálculo del punto más desfavorable

Calculamos cual sería la longitud la cual soportaría las mayores tensiones al aplicar su carga correspondiente.

Las mayores tensiones se obtendrán cuando la dirección de la carga forme 90° con el mástil, ya que, en ese instante será cuando mayor fuerza cortante y momento se genere en los puntos del mismo.

Tabla de distancias y cargas

Distancia (x)	1000	1180	1360	1540	[mm]
Cargas	20	15	10	5	[KN]

Tabla de fuerzas

Distancia (x) [mm]	F_{cil} [KN]	F_A [KN]	Carga [KN]	M_{cil} [KN.mm]
1000	66,67	46,67	20	$14 \cdot 10^3$
1180	59	44	15	$13,2 \cdot 10^3$
1360	45,33	35,33	10	$10,6 \cdot 10^3$
1540	25,67	20,67	5	$6,2 \cdot 10^3$

La distribución más desfavorable está formada por una longitud de mástil de 1m (1000mm) y una carga en el extremo de 20KN.

4.2 Diagramas solido libre y calculo de secciones del mástil y el pilar.

4.2.1 Mástil

- Diagramas de Solido Libre.

Distribución de fuerzas y distancias:

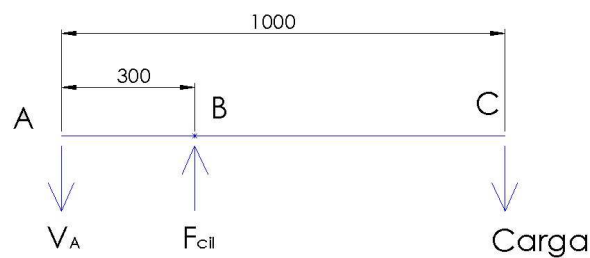


Imagen 5. Esquema Mástil

Carga= 20 KN

$F_{cil}=66,67$ KN

$F_A=46,67$ KN

$M_A = F_A \cdot x \rightarrow 0 \leq x \leq 300$

$M_B = \text{Carga} \cdot y \rightarrow 0 \leq y \leq 700$

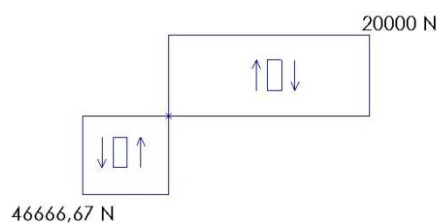


Imagen 6. Diagrama Cortante Mástil

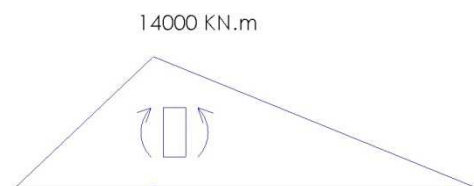


Imagen 7. Diagrama Momentos Mástil

- Cálculo de secciones

Para el cálculo de secciones escogemos el punto donde mayores cargas se generen, que en este caso es el punto, donde se une el mástil al cilindro. Mástil (Material: acero aleado F-1140 límite elástico 640 N/mm²) Cs=1,5.

Pto. más desfavorable: unión cilindro mástil

$$M_z = 14 \text{ KN.m}$$

$$V_y = 46,67 \text{ KN}$$

$$\sigma_{ROT} = \frac{640}{2} = 320 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{Max} = \frac{\sigma_{Rot}}{C_s} = \frac{320}{1,5} \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W} \rightarrow W = \frac{M_z}{\sigma_x} = \frac{14 \cdot 10^6 \text{ N.mm}}{\frac{320}{1,5} \text{ N/mm}^2} = 65625 \text{ mm}^3 = 65,625 \text{ cm}^3$$

Comprobamos en las tablas del Anexo 2 y vemos que el perfil necesario es el perfil de 100x100mm de espesor 8mm.

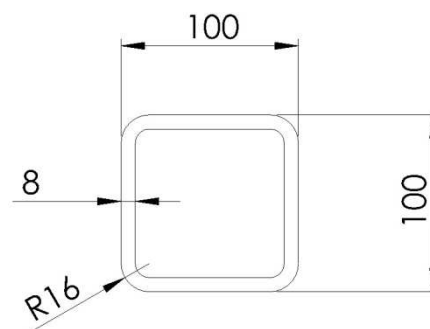


Imagen 8. Esquema Sección Perfil

4.2.2 Pilar

Diagrama de solido libre.

Distribución de fuerzas y distancias:

$$N = (66,67 - 46,67) \cdot \frac{1500}{\sqrt{2411604}} = 19,31 \text{ KN}$$

$$V = (66,67 - 46,67) \cdot \frac{402}{\sqrt{2411604}} = 5,18 \text{ KN}$$

$$M = 46,67 \cdot 402 - 66,67 \cdot 102 = 11960 \text{ KN.m} = 11,960 \text{ KN.m}$$

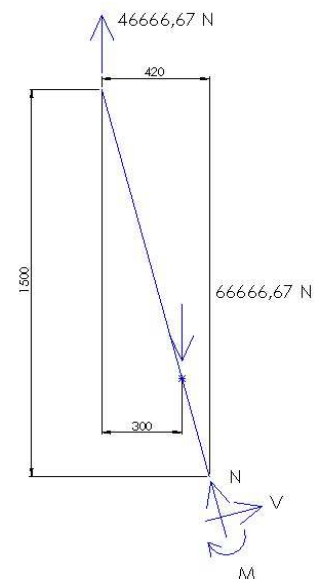


Imagen 9. Esquema Pilar

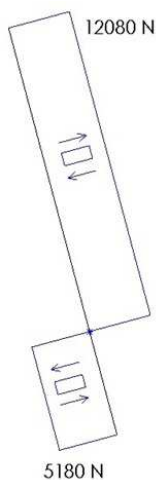


Imagen 10. Diagrama Cortante Pilar

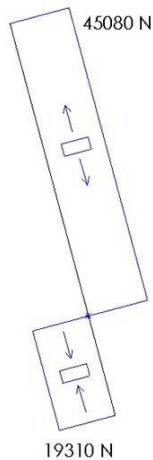


Imagen 11. Diagrama Axil Pilar

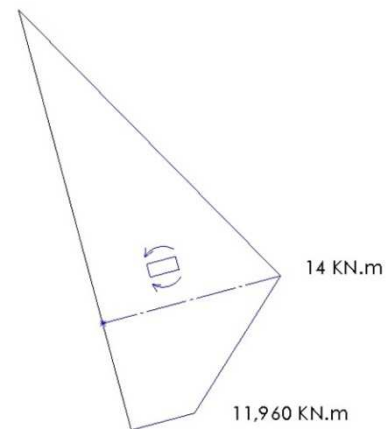


Imagen 12. Diagrama Momentos Pilar

- Cálculo de secciones

Para el cálculo de secciones escogemos el punto donde mayores cargas se generen, que en este caso, es el punto donde se une el pilar y el cilindro. Pilar (Material: acero aleado F-1140 límite elástico 640 N/mm²) Cs=1,5.

$$\sigma_{ROT} = \frac{640}{2} = 320 \frac{N}{mm^2} ; \quad Cs=1,5$$

-Pto. más desfavorable: en la unión con el cilindro

$$M_z = 14 \text{ KN.m}$$

$$V_y = 12,08 \text{ KN}$$

$$N_x = 45,08 \text{ KN}$$

$$\sigma_{Max} = \frac{\sigma_{Rot}}{Cs} = \frac{320}{1,5} \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W} \quad \text{Suponemos} \quad \frac{N_x}{A} = 0$$

$$\sigma_x = \frac{M_z}{W} \Rightarrow W = \frac{14 \cdot 10^6}{\frac{320}{1,5} \text{ N/mm}^2} = 65625 \text{ mm}^3 = 65,625 \text{ cm}^3$$

Comprobamos en las tablas del Anexo 2 y vemos que el perfil necesario es el perfil de 100x100mm de espesor 8mm, ahora comprobamos si al incluir el Axil aguanta este perfil, para ello cogemos los valores del área (A) y del módulo elástico (W):

$$A = 27,2 \text{ cm}^2$$

$$W = 73,2 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W} = \frac{45,08 \cdot 10^3}{27,2 \cdot 10^2} + \frac{14 \cdot 10^6}{73,10 \cdot 10^3} = 207,83 \frac{N}{mm^2}$$

$\sigma_x < \sigma_{Max}$ Ese perfil nos vale.

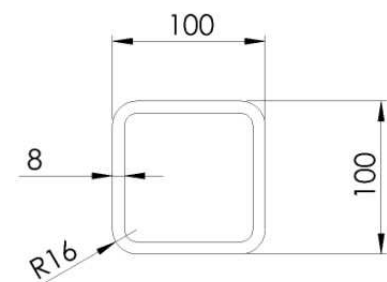


Imagen 13. Esquema Sección Perfil

4.3 Pasadores

En este apartado calcularemos los diámetros de los pasadores y el espesor de pared necesario para cada uno de las tres uniones móviles que hay, la unión con el cilindro, la unión entre pilar y mástil, y la unión entre la carga y el mástil. El material para todos ellos es acero aleado F-1140 (límite elástico 640 N/mm^2) y el coeficiente de seguridad es 2.

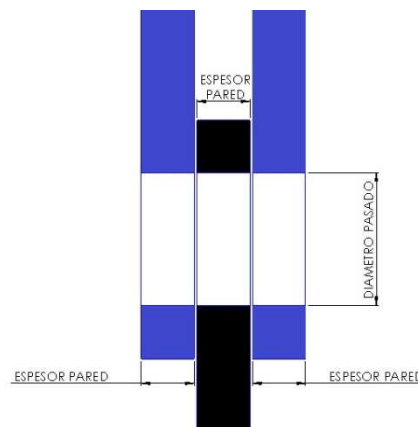


Imagen 14. Esquema Pasadores

Para calcular los espesores de pared se utilizan los valores comerciales de diámetro del pasador.

$$\sigma_{ROT} = \frac{640}{2} = 320 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{MAX} = \frac{320}{2} = 160 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

4.3.1 Cilindro ($F_{cil}=66,67\text{KN}$)

Estos cálculos valen tanto para la unión entre el mástil y el cilindro como entre el mástil y el cilindro. Esto ocurre porque tanto las cargas como los materiales son los mismos.

Diámetro del pasador:

$$\tau = \frac{F/2}{A} = \frac{2F}{\pi \cdot d^2} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{2 \cdot F}{\pi \cdot \tau_{MAX}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 66,67 \cdot 10^3}{\pi \cdot 160}} = 16,28 \text{ mm} \approx 18 \text{ mm}$$

Espesor de la pared:

$$\sigma_{apl} = \frac{F/2}{d \cdot e} \Rightarrow e = \frac{F}{2 \cdot d \cdot \sigma_{apl}} = \frac{66,67 \cdot 10^3}{2 \cdot 18 \cdot 320} = 5,79 \text{ mm} \approx 6 \text{ mm}$$

4.3.2 Unión de la carga con el mástil (F=Carga=20KN)

Diámetro del pasador:

$$\tau = \frac{F/2}{A} = \frac{2F}{\pi \cdot d^2} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{2 \cdot F}{\pi \cdot \tau_{Max}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 20 \cdot 10^3}{\pi \cdot 160}} = 8,9 \text{ mm} \approx 10 \text{ mm}$$

Espesor de la pared:

$$\sigma_{apl} = \frac{F/2}{d \cdot e} \Rightarrow e = \frac{F}{2 \cdot d \cdot \sigma_{apl}} = \frac{20 \cdot 10^3}{2 \cdot 10 \cdot 210320} = 3,125 \text{ mm} \approx 4 \text{ mm}$$

4.3.3 Unión entre el pilar y el mástil (F=44,67KN)

Diámetro del pasador:

$$\tau = \frac{F/2}{A} = \frac{2F}{\pi \cdot d^2} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{2 \cdot F}{\pi \cdot \tau_{Max}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 44,67 \cdot 10^3}{\pi \cdot 160}} = 13,33 \text{ mm} \approx 16 \text{ mm}$$

Espesor de la pared:

$$\sigma_{apl} = \frac{F/2}{d \cdot e} \Rightarrow e = \frac{F}{2 \cdot d \cdot \sigma_{apl}} = \frac{44,67 \cdot 10^3}{2 \cdot 16 \cdot 216320} = 4,86 \text{ mm} \approx 5 \text{ mm}$$

4.4 Diagrama de sólido libre de la base y dimensionamiento de sus partes

El material para todas las partes de la base será el mismo que para el resto de la grúa, acero aleado F-1140 (límite elástico 640 N/mm²). Y coeficiente de seguridad 1,5.

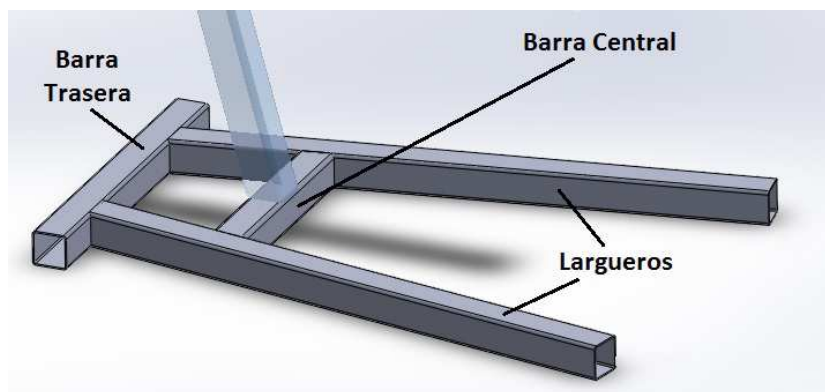


Imagen 15. Esquema Base

4.4.1 Barra central

Como las fuerzas que se generan por momento en z en los extremos y las fuerzas que van a pasar a los demás cuerpos son mucho menores que las demás se puede considerar que van a ser igual a 0. El resto de las fuerzas y momentos quedan de la siguiente forma:

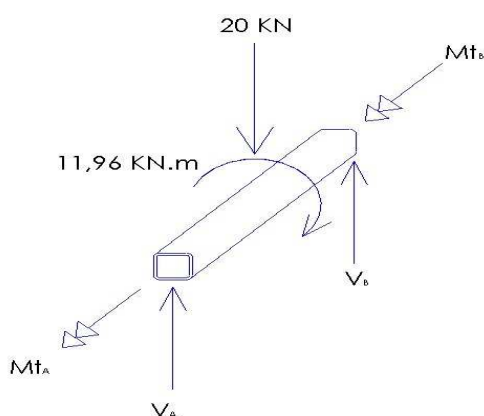


Imagen 16. Esquema Barra Central

$$V_A = V_B = 10 \text{ KN}$$

$$M_{tA} = M_{tB} = 11960,1/2 = 5980,05 \text{ KN.mm}$$

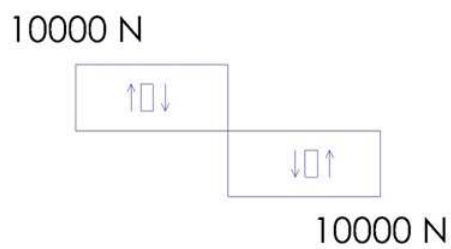


Imagen 17. Diagrama Cortante Barra Central

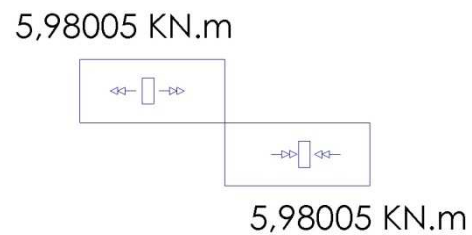


Imagen 18. Diagrama M. Torsor Barra Central

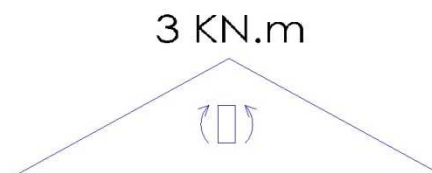


Imagen 19 Diagrama Momentos Barra Central

- Dimensionado

Pto. más desfavorable: en el centro

$$M_z = 3000 \text{ KN.mm}$$

$$V_y = 10 \text{ KN}$$

$$M_t = 5980,05 \text{ KN.mm}$$

$$\sigma_x = \frac{M_z}{W_z}; \tau_{xy} = \frac{M_t}{W_0}; \tau_{Max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \Rightarrow \tau_{Max} = \sqrt{\left(\frac{M_z}{2W_z}\right)^2 + \left(\frac{M_t}{W_0}\right)^2}$$

Por tablas sabemos que $W_0 \approx 1,5 \cdot W_z$

$$\tau_{Max} = \sqrt{\left(\frac{M_z}{2W_z}\right)^2 + \left(\frac{M_t}{1,5W_z}\right)^2} \Rightarrow \tau_{Max} = \frac{1}{W_z} \sqrt{\left(\frac{M_z}{2}\right)^2 + \left(\frac{M_t}{1,5}\right)^2} \Rightarrow$$

$$\frac{160}{1,5} = \frac{4259551,26}{W_z}$$

$$\Rightarrow W_z = 39933,3 \text{ mm}^3 \approx 40 \text{ cm}^3$$

Según las tablas del Anexo 2 el perfil más adecuado sería 90x90 de 5mm, ahora comprobaremos si con los valores auténticos de W_z y W_0 ($42,9 \text{ cm}^3$ y $64,7 \text{ cm}^3$ respectivamente) cumple que $\tau_{Max} < \tau_{adm}$.

$$\tau_{Max} = \sqrt{\left(\frac{M_z}{2W_z}\right)^2 + \left(\frac{M_t}{W_0}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{3000 \cdot 10^3}{2 \cdot 42900}\right)^2 + \left(\frac{5980,05 \cdot 10^3}{64700}\right)^2} = 36,26 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{Max} < \tau_{Adm}$$

Sí que cumple

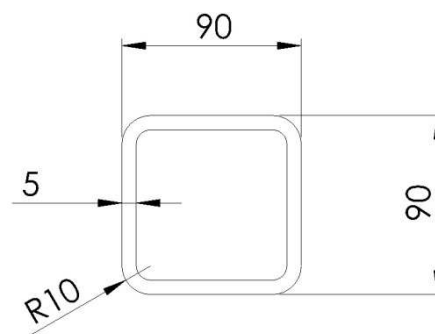


Imagen 20. Esquema Sección Perfil

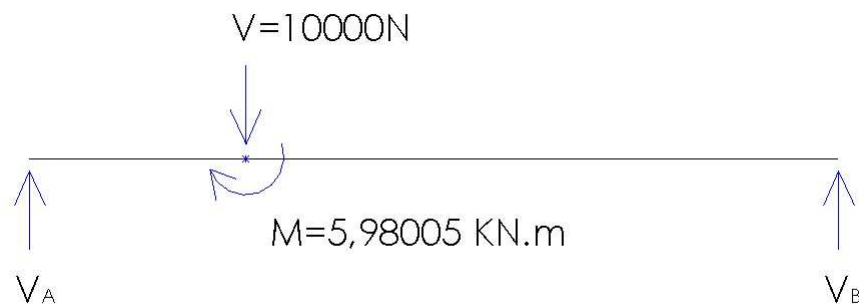
4.4.2 Larguero

Imagen 21. Esquema Larguero

Ya que en la barra trasera no puede haber momento torsor porque están las ruedas y eso haría que giraran el momento en el punto A es igual a cero. Y al haber una rueda en el apoyo B tampoco habrá momento en este punto.

$$V_A \neq V_B$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow V_A + V_B = 10\text{KN}$$

$$\sum M_z^A = 0 \rightarrow V_B \cdot 1525 - 5980,05 - 10 \cdot 408,7 = 0$$

$$V_A = 3,399\text{ KN}$$

$$V_B = 6,601\text{ KN}$$

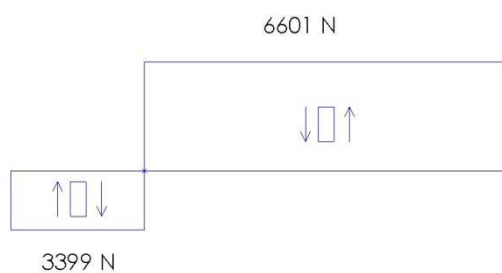


Imagen 22. Diagrama Cortante Larguero

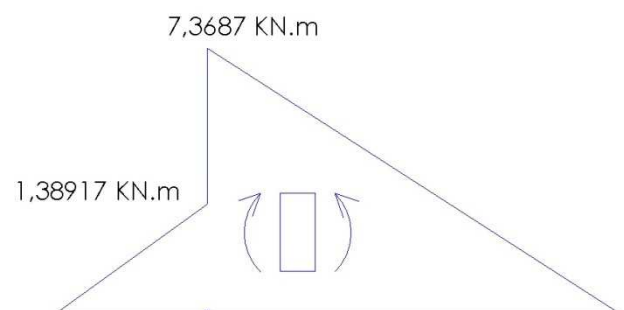


Imagen 23. Diagrama Momentos Larguero

-Pto. más desfavorable: En la unión de la barra central

$$M_z = 7368,7 \text{ KN}\cdot\text{mm}$$

$$V_y = 6,601 \text{ KN}$$

$$\sigma_{Max} = \frac{\sigma_{Rot}}{C_s} = \frac{320}{1,5} \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W} \Rightarrow w = \frac{M_z}{\sigma_x} = \frac{7368,7 \cdot 10^3 \text{ N}\cdot\text{mm}}{\frac{320}{1,5} \text{ N/mm}^2} = 34540 \text{ mm}^3 = 34,6 \text{ cm}^3$$

Según tabla el perfil elegido será el de 90x90 de espesor 4.

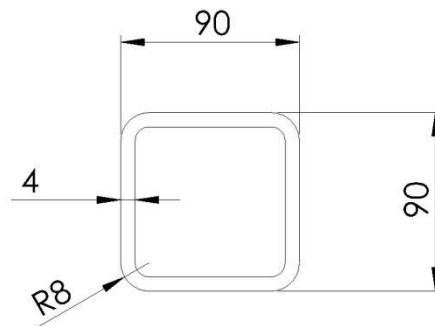


Imagen 24. Esquema Sección Perfil

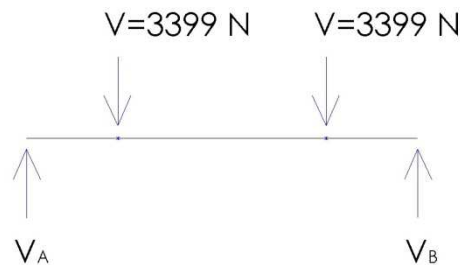
4.4.3 Barra trasera

Imagen 25. Esquema Barra Trasera

$$\sum F_y = 0 \rightarrow V_A + V_B = 6,798 \text{ KN}$$

$$\sum M_z^A = 0 \rightarrow V_B \cdot 850 - 3,399 \cdot 651,3 - 3,399 \cdot 198,7 = 0$$

$$V_A = 3,399 \text{ KN}$$

$$V_B = 3,399 \text{ KN}$$

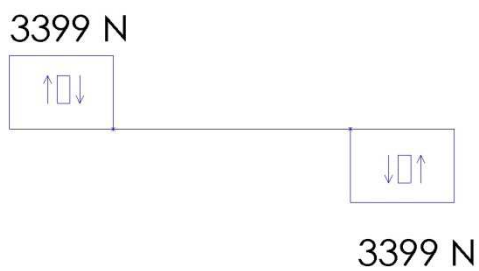


Imagen 27. Diagrama Cortantes Barra Trasera

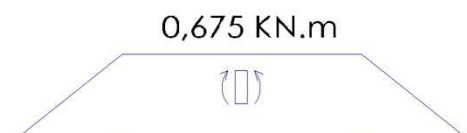


Imagen 26. Diagrama Cortantes Barra Trasera

-Pto. más desfavorable: En las uniones con los largueros.

$$M_z = 675,3813 \text{ KN.mm}$$

$$V_y = 3,399 \text{ KN}$$

$$\sigma_{Max} = \frac{\sigma_{Rot}}{C_s} = \frac{320}{1,5} \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W} \Rightarrow w = \frac{M_z}{\sigma_x} = \frac{675,3813 \cdot 10^3 \text{ N.mm}}{\frac{320}{1,5} \text{ N/mm}^2} = 3165,8 \text{ mm}^3 = 3,16 \text{ cm}^3$$

Según tabla el perfil elegido será el de 40x40 de espesor 2.

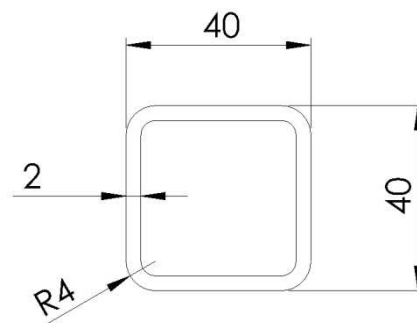


Imagen 28. Esquema Sección Perfil

4.5 Selección de elementos comerciales

4.5.1 Cálculo del cilindro y la bomba

La fuerza necesaria que debe hacer el cilindro es de, al menos, 66,67 kN. Para asegurarnos que el cilindro puede con la carga este valor lo multiplicaremos por un factor de seguridad de 1.75 con lo que tenemos que buscar un cilindro capaz de levantar 116,6725 kN. Con este valor entramos en la tabla y cogemos el cilindro más largo ya que es el que más se ajusta a nuestro diseño inicial.

Diseño "Golden Ring"

Los cilindros RC de Enerpac incorporan el "Golden Ring" para funcionar durante mucho tiempo con seguridad.

Serie RC

Fuerza:

5-95 ton.

Carrera:

16-362 mm

Presión máxima:

700 bar

▼ TABLA DE SELECCIÓN RÁPIDA

Para información técnica completa, vea la página siguiente.

Fuerza del cilindro (ton. (kN))	Carrera (mm)	Modelo	Área efectiva del cilindro (cm²)	Capacidad de aceite (cm³)	Altura retráctil (mm)	Fig.
5 (45)	16	RC-50*	6,5	10	41	1,0
	25	RC-51	6,5	16	110	1,0
	78	RC-53	6,5	50	165	1,5
	127	RC-55*	6,5	83	215	1,9
	177	RC-57	6,5	115	273	2,4
	232	RC-59	6,5	151	323	2,8
10 (101)	26	RC-101	14,5	38	89	1,8
	54	RC-102*	14,5	78	121	2,3
	105	RC-104	14,5	152	171	3,3
	156	RC-106*	14,5	226	247	4,4
	203	RC-108	14,5	294	298	5,4
	257	RC-1010*	14,5	373	349	6,4
15 (142)	304	RC-1012	14,5	441	400	6,8
	356	RC-1014	14,5	516	450	8,2
	25	RC-151	20,3	51	124	3,3
	51	RC-152	20,3	104	149	4,1
	101	RC-154*	20,3	205	200	5,0
	152	RC-156*	20,3	308	271	6,8
25 (232)	203	RC-158	20,3	411	322	8,2
	254	RC-1510	20,3	516	373	9,5
	305	RC-1512	20,3	619	423	10,9
	356	RC-1514	20,3	723	474	11,8
	26	RC-251	33,2	86	139	5,9
	50	RC-252*	33,2	166	165	6,4
30 (295)	102	RC-254*	33,2	339	215	8,2
	158	RC-256*	33,2	525	273	10,0
	210	RC-258	33,2	697	323	12,2
	261	RC-2510	33,2	867	374	14,1
	311	RC-2512	33,2	1033	425	16,3
	362	RC-2514*	33,2	1202	476	17,7
50 (496)	209	RC-308	42,1	880	387	18,1
	51	RC-502	71,2	362	176	15,0
	101	RC-504	71,2	719	227	19,1
150	RC-506*	71,2	1133	303	23,3	

Mangueras

Enerpac ofrece una línea completa de mangueras hidráulicas de alta calidad. Para garantizar la seguridad de su sistema, use solo mangueras hidráulicas de Enerpac.

Página: 106

Manómetros

Reducen al mínimo el riesgo de sobrecarga y aseguran durante mucho tiempo un servicio fiable. Consulte la sección Componentes donde encontrará una amplia variedad de manómetros.

Página: 105

Equipos de bomba y cilindro

Los cilindros marcados con un * están disponibles en equipos (cilindro, bomba, manómetro, manguera y acopladores) para su comodidad al hacer los pedidos.

Página: 52

Tabla de selección

Imagen 29. Tabla de cilindros

Ahora, con los datos que tenemos del cilindro, averiguamos cual es la presión de la bomba que nos haría falta:

$$P = \frac{F}{A} = \frac{116672,5 \text{ N}}{2030 \text{ mm}^2} = 53,47 \text{ N/mm}^2 = 534,7 \text{ bar}$$

Con una presión necesaria de 534,7 bar y una capacidad de aceite de 723 cm la bomba que necesitamos es la P-202.

Tipo de bomba	Cantidad de aceite utilizable (cm³)	Modelo	Presión nominal de trabajo** (bar)		Desplazamiento de aceite por carrera (cm³)	
			1ª etapa	2ª etapa	1ª etapa	2ª etapa
una etapa	327	P-141	-	700	-	0,90
	901	P-391	-	700	-	2,47
dos etapas	327	P-142*	13	700	3,62	0,90
	901	P-202	13	700	3,62	0,90
	901	P-392*	13	700	11,26	2,47
	2540	P-802	27	700	39,33	2,47
	2540	P-842	27	700	39,33	2,47

Imagen 30. Tabla de bombas hidráulicas

4.5.2 Ruedas y tornillos

Para la selección de las ruedas se han tenido en cuenta dos parámetros importantes, el primero y primordial es que las ruedas sean capaces de soportar la carga para la que se ha diseñado la grúa (2 toneladas), y una vez hemos hecho una primera selección con las ruedas que son capaces de soportar esta carga, elegimos las que menor altura total tengan para que la base de la grúa pueda entrar en debajo de los coches. Las ruedas, para una mayor seguridad, llevarán todas freno.

Los tornillos vienen determinaos en número y métrica por la geometría de la rueda y en total son 16 tornillos (cuatro por rueda) de métrica 10. Los tornillos están atornillados directamente a la base, por lo que no hacen falta tuercas. Lo que si son necesarias son 16 arandelas de métrica 10.

4.5.3 Pasadores

A la hora de realizar los cálculos ya se ha tenido en cuenta este punto, y el diámetro de los pasadores es el comercial.

Para más información sobre estos componentes, mirar el Anexo 3



5. ANALISIS DE DISEÑO

5.1 Introducción

En este apartado se va a simular las dos hipótesis en su punto más desfavorable con los diseños originales y las secciones que se han obtenido en los cálculos. Se cambiarán los valores de los largueros de la base y la barra trasera para que sea más fácil su ensamblaje y todas tendrán el mismo tipo de perfil (90x90 espesor 4). También se modificarán los valores de los pasadores para ajustarlos a los valores comerciales y los de las uniones con el cilindro para que coincidan con los diámetros de los extremos del cilindro.

Programa utilizado

El programa utilizado para el modelado de las distintas partes de la grúa, y los posteriores análisis, es el SolidWorks 2012.

SolidWorks es un programa de diseño mecánico en 3D que utiliza un entorno gráfico basado en Microsoft Windows, intuitivo y fácil de manejar. Su filosofía de trabajo permite plasmar sus ideas de forma rápida sin necesidad de realizar operaciones complejas y lentas.

Las principales características que hace de SolidWorks una herramienta versátil y precisa es su capacidad de ser asociativo, variacional y paramétrico de forma bidireccional con todas sus aplicaciones. Además utiliza el Gestor de diseño (FeatureManager) que facilita enormemente la modificación rápida de operaciones tridimensionales y de croquis de operación sin tener que rehacer los diseños ya plasmados en el resto de sus documentos asociados.

Junto con las herramientas de diseño de Pieza, Ensamblajes y Dibujo, SolidWorks incluye Herramientas de Productividad, de Gestión de Proyectos, de Presentación y de Análisis y Simulación que lo hacen uno de los estándares de diseño mecánico más competitivo del mercado.

El programa tiene distintos conjuntos de comandos destinados cada uno de ellos a una función específica. Para este proyecto hemos utilizado tres de estos conjuntos, el de croquis y el de operaciones para dibujar y ensamblar todas las partes de la grúa, y el de simulación para que nos calcular todos los datos.

Para realizar las piezas, primero, con los comandos de croquis, hemos dibujado los sketches y después, con ayuda de los comandos de operaciones, se les ha dado volumen a todas las piezas. Dentro de los comandos de operaciones el más utilizado ha sido el de “Extruir”, este comando permite dar volumen a los sketches.

Después, con el modulo de ensamblaje, hemos unido todas las piezas dibujadas anteriormente en su posición definitiva y se han incluido las restricciones que tendría el conjunto si se fabricara.

Para terminar, con el modulo de “Simulación”, y tras poner las condiciones de contorno (condiciones de apoyo, restricciones, apoyos entre piezas...), el programa realiza los cálculos necesarios para obtener los valores de Tensión, Deformación y Coeficiente de Seguridad de todos los nodos de la malla con la que se ha definido el conjunto.

Tras obtener todos los resultados el programa genera unos informes en Word en los que se pueden ver todos los resultados obtenidos.

5.2 Pre-Proceso

Tras ensamblar todo el conjunto, hay que definir varios parámetros para que pueda realizar todos los cálculos sin problemas. Los comandos para poder definir estos parámetros están todos en la barra de comandos del modulo de “Simulación” (Imagen 31). El orden a seguir para que el programa pueda realizar los cálculos es el siguiente:



Imagen 31. Modulo de Simulación

1º Aplicar Material. Para que el programa pueda realizar los cálculos, el programa necesita saber las características del material del que está formada cada una de sus partes. En este caso todas las partes están hechas con acero aleado F-114

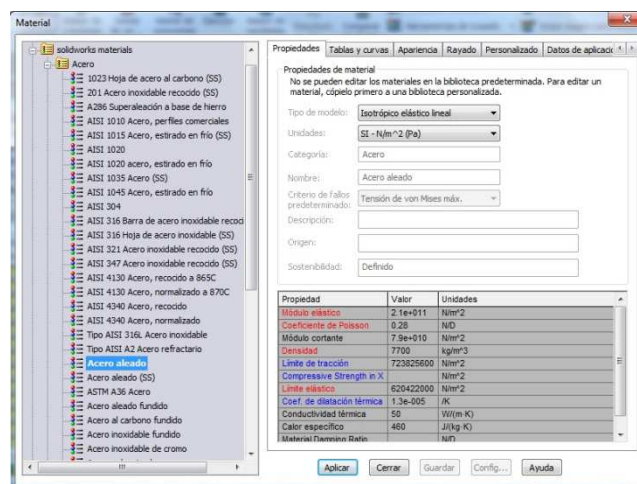


Imagen 32. Tabla de materiales

2º Sujeciones. Este comando define los grados de libertad que tienen ciertas superficies o puntos, es decir, define los puntos de apoyo. En el primer estudio se pondrá rígida toda la base y más adelante, cuando se haya obtenido el diseño final de la grúa solo se fijaran las posiciones en las que deben ir las ruedas.

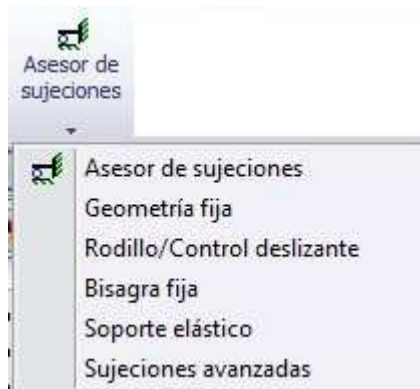


Imagen 33. Comando para aplicar sujeciones

3º Asesor de Cargas. También hay que definir las cargas. Para poder definir las, hay que marcar los puntos exactos donde se aplican, su dirección y sentido. Todo esto se hace con este comando.



Imagen 34. Opciones de cargas

4º Asesor de conexión. El último parámetro a definir es la unión entre los distintos elementos. Todas las barras que forman la base y el pilar están unidos por la opción de “Contacto entre Componentes” para que, a la hora de calcular los resultados, todas estas partes se calculen como si en sus uniones estuviesen soldadas. Y entre el pilar y el mástil la unión debe ser de “Pasador” ya que así el programa permitirá el giro en ese punto a la hora de realizar los cálculos.

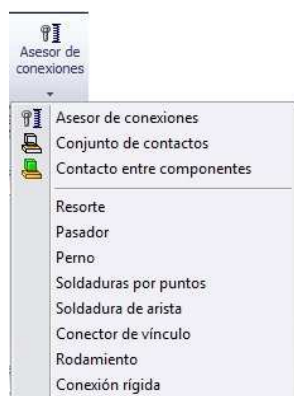


Ilustración 36. Conexiones



Imagen 35. Conexión por pasador



Imagen 37. Contactos entre componentes

Tras definir todos estos parámetros, se mostraran en pantalla la dirección de las fuerzas y las sujeciones que se han definido anteriormente.

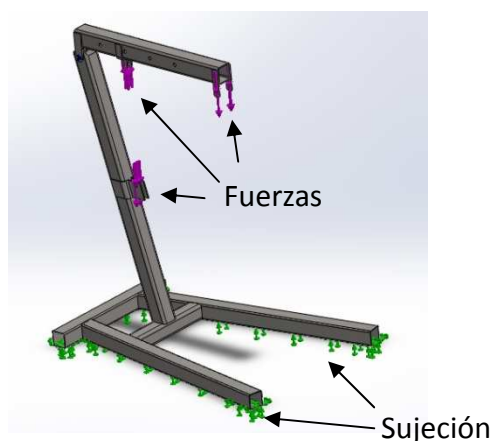


Imagen 38. Conjunto con sus condiciones de contorno

6º Malla. Por último hay que definir el mallado para qué el programa tenga los definidos todos los nodos en los que debe realizar los cálculos. El programa permite cambiar el tamaño de la malla para que el estudio sea más exacto. Hay que tener en cuenta que cuanto más fina sea la malla, aunque los resultados sean más exactos, el tiempo que tarda el programa en realizar los cálculos es mayor.



Imagen 39. Opciones de mallado



Imagen 40. Conjunto mallado

5.3 Post-Proceso

Tras el pre-proceso, solo será necesario dar al comando “Ejecutar” para que el programa empiece a realizar los cálculos. Una vez los finalice, presionando la opción de “Informe”, el programa sacará todos los resultados en un documento Word.

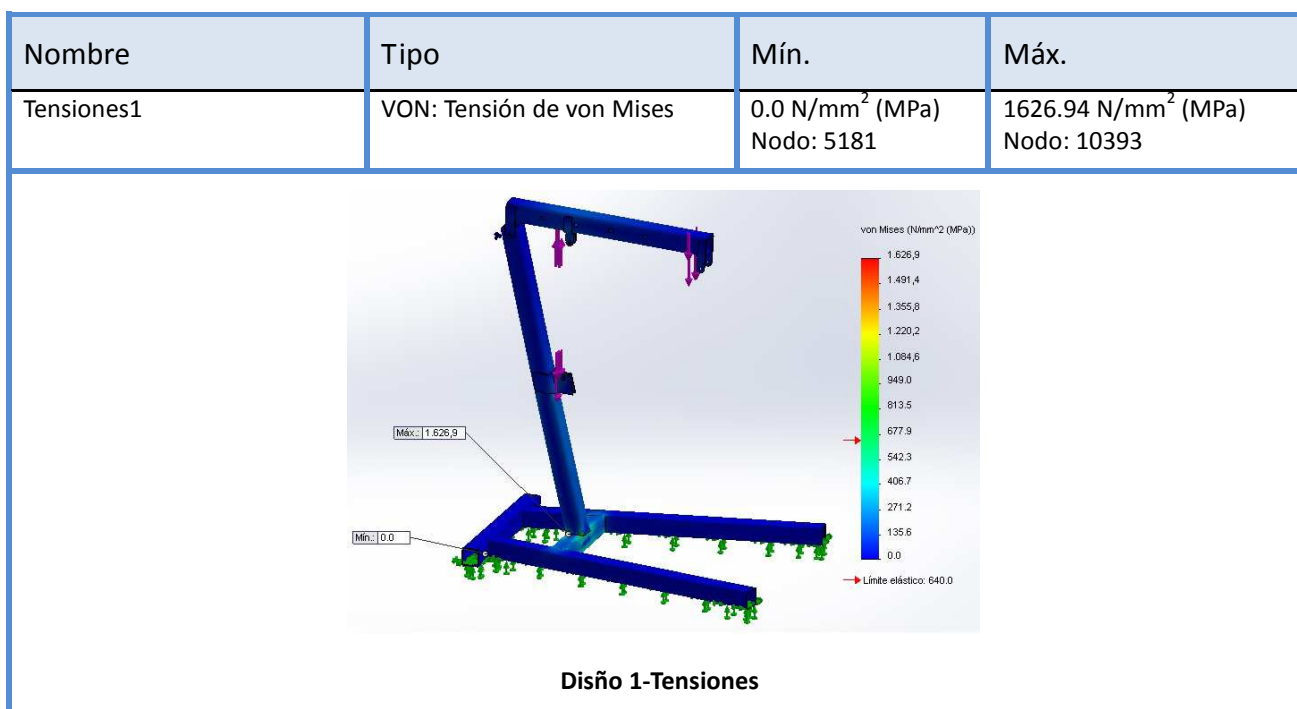


Imagen 41. Comando ejecutar

Resultados

Estos son los valores que nos han dado de Tensión, Deformación y Coeficiente de seguridad, con la configuración más desfavorable, 20KN de carga y 1000mm de longitud desde la carga hasta la unión del mástil con el pilar.

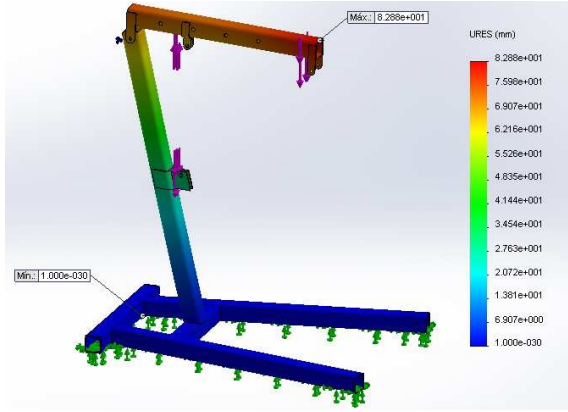
- Diseño 1
Tensiones:



Los datos de esta tabla nos dicen que la tensión que soporta en el punto más desfavorable, $1626,94 \text{ N/mm}^2$ es mayor que la que puede soportar el material que es de 640 N/mm^2 . Lo que nos indica que el material en ese punto no soportaría las tensiones.

Deformaciones:

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: resultante	Desplazamiento Nodo: 59	82.8849 mm Nodo: 56511



Diseño 1-Deformaciones

Esta tabla nos muestra cual es la deformación máxima (82,8849 mm) que se produce como resultado de las fuerzas. No tenemos ninguna restricción que pueda limitar esta deformación, pero sí que sería recomendable disminuirla al máximo.

Coefficiente de seguridad:

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad1	Automático	0.393376 Nodo: 10393	2.79897e+006 Nodo: 5181



Diseño 1-Coefficiente de seguridad

Esta última tabla nos muestra los valores del coeficiente de seguridad de cada uno de puntos del conjunto y donde están sus valores máximo y mínimo. El valor mínimo debería ser de al menos 1,5 pero el valor mínimo es de 0,39 por lo que habrá que reforzar algunas zonas para que cumpla con los objetivos. Todas las zonas que no cumplan con el objetivo de factor de seguridad deberán ser reforzadas.

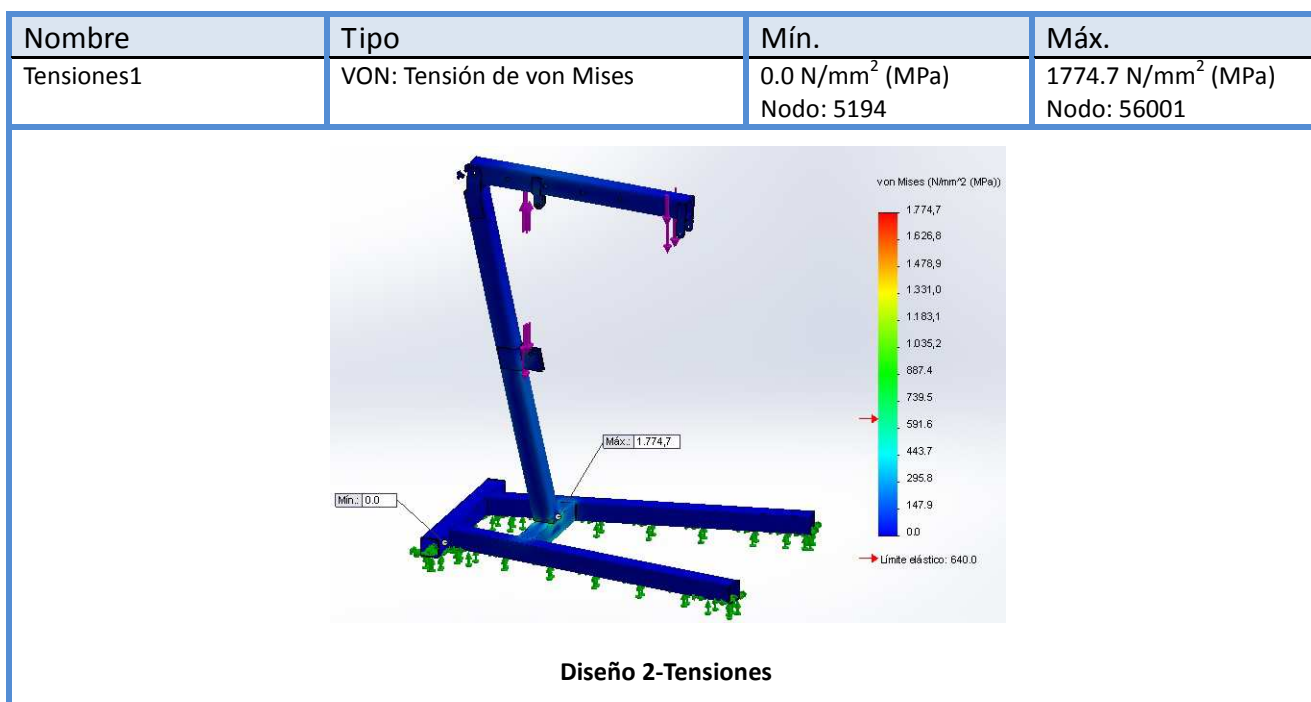
Los valores más desfavorables de tensiones y coeficiente de seguridad se dan en la barra central de la base, más concretamente en la zona donde se une con el pilar. Esto ocurre porque al pasar las fuerzas del pilar a la barra central genera grandes momentos, tanto torsor como en el eje z, y una gran fuerza cortante. Esto, unido a que esa barra solo esta sujeta por los extremos y que el apoyo entre el pilar y la barra no es la más idónea, hace que en este punto estén los valores más desfavorables de tensión y coeficiente de seguridad.

Sin embargo, como era de esperar, el valor más desfavorable de deformación se da en el extremo del mástil donde está la carga. Esto se debe a la barra en ese extremo se encuentra sin ningún apoyo y con el cortante máximo en el extremo, esto hace que la deformación sea máxima.

- Diseño 2

Al utilizar el mismo material para los dos diseños y que estos son prácticamente iguales, los resultados serán muy similares. De nuevo la configuración del diseño es la más desfavorable, 20KN de carga y 1000mm de longitud desde la carga hasta la unión del mástil con el pilar.

Tensiones:



Los datos de esta tabla nos dicen que la tensión que soporta en el punto más desfavorable, $1774,7 \text{ N/mm}^2$ es mayor que la que puede soportar el material que, como en el diseño anterior, es de 640 N/mm^2 . Lo que nos indica que este diseño tampoco soportaría las tensiones.

Deformación:



La deformación máxima es de 83,0645mm. Al solucionar los problemas con las tensiones y el coeficiente de seguridad, es de esperar que este valor disminuya.

Coeficiente de seguridad:



Esta última tabla nos muestra los valores del coeficiente de seguridad de cada uno de puntos del conjunto y donde están sus valores máximo y mínimo. El valor mínimo debería ser de al menos 1,5 pero el valor mínimo es de 0.36 por lo que habrá que reforzar algunas zonas para que cumpla con los objetivos. Todas las zonas que no cumplan con el objetivo de factor de seguridad deberán ser reforzadas.

Al igual que pasaba en el anterior diseño, los valores más desfavorables de tensiones y coeficiente de seguridad se dan en la zona donde la barra central de la base se une con el pilar. Los motivos por los que este punto es el más desfavorable son los mismo que en el diseño anterior, se generan grandes momentos al pasar las fuerzas del pilar a la base, y, una gran fuerza cortante. Esto, unido a que, como pasaba en el diseño anterior, esa barra solo esta sujeta por los extremos y, que el apoyo entre el pilar y la barra no es la más idónea, hace que en este punto estén los valores más desfavorables de tensión y coeficiente de seguridad.

El valor más desfavorable de la deformación se da en el extremo del mástil donde está la carga. Del mismo modo que pasaba en el anterior diseño, esto se debe a la barra en ese extremo se encuentra sin ningún apoyo y con el cortante máximo en el extremo, esto hace que la deformación sea máxima.

Tabla resumen de resultados más desfavorables

	<i>Diseño 1</i>	<i>Diseño 2</i>	<i>Objetivo</i>
Tensiones	1626,94 N/mm ²	1774,7 N/mm ²	<640 N/mm ²
Deformaciones	82,88 mm	83,06 mm	-
Coeficiente de seguridad	0,39	0,36	>1,5

Tanto en el diseño uno como en el dos, los valores más desfavorables de tensión, deformación y coeficiente de seguridad, se dan en los mismos puntos. Esto se debe a que, aunque la unión principal sea distinta para cada diseño, no es aquí donde se concentran las mayores tensiones.

5.4 Ajustes de Medidas

Tras observar los puntos donde el coeficiente de seguridad es menor al que debería ser, se ajustarán espesores y se introducirán o se modificarán piezas para que todas las partes de la grúa cumplan con el valor mínimo requerido. También introduciremos las bases donde van las ruedas y se ajustarán las medidas de la base para que cumpla con los valores esperados.

Principales diferencias:

- En la base, para que el pilar tenga un mejor apoyo, se ha cambiado el espesor del perfil de la barra central (de 5mm a 8mm), y se ha introducido una chapa de 30mm de espesor, esta modificación es distinta en cada tipo de diseño, en el diseño 1º el ancho de la chapa es de 150mm y en el 2º es de 170mm. También se han incluido las bases de las ruedas y se ha aumentado el tamaño de la barra trasera para que las ruedas se puedan colocar mejor, ha pasado de 850mm a 970mm con las bases incluidas.

Antes:

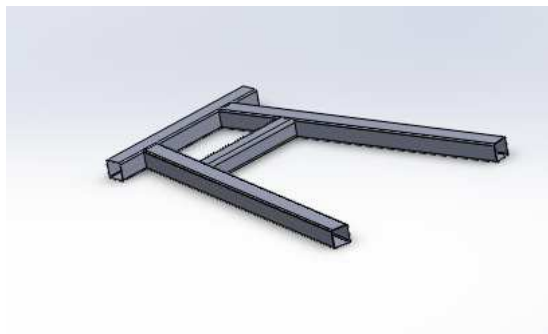


Imagen 42. Base Inicial

Después:

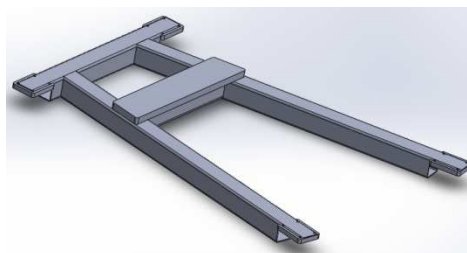


Imagen 43. Base Final

- En los dos modelos se ha reforzado la zona donde se conecta el pilar con el cilindro. Se ha puesto un nervio para disminuir las tensiones y se han redondeado las esquinas superiores.

Antes:

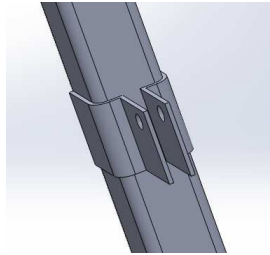


Imagen 44. Zona de conexión inicial

Después:

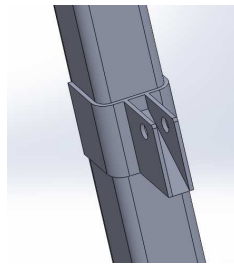


Imagen 45. Zona de conexión final

- En el mástil de la opción 1 se han modificado todas las uniones. En la zona de unión con el pilar, se ha aumentado el espesor de 6mm a 12mm, se ha ensanchado la zona, antes medía 50mm y ahora 90mm, y se ha reforzado la parte inferior. En la unión con el cilindro se ha cambiado la forma, redondeando los cantos, cambiado el espesor de esta zona a 14mm, reforzando la zona y el espesor de la unión con el mástil ha pasado a ser de 12mm. En la parte final, se ha reforzado la zona.

Antes:

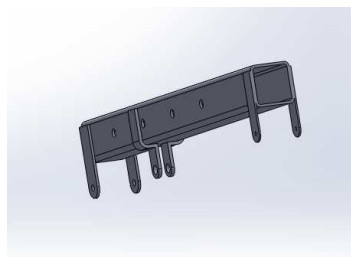


Imagen 46. Mástil diseño 1 inicial

Después:

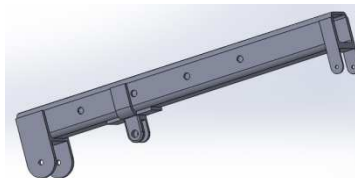


Imagen 47. Mástil diseño 1 final

- En el mástil de la opción 2 también se han modificado todas las uniones. En la unión con el cilindro se ha cambiado la forma, redondeando los cantos, cambiado el espesor de esta zona a 14mm, reforzado la zona y el espesor de la unión con el mástil ha pasado a ser de 12mm. En la parte final, se ha reforzado la zona.

Antes:

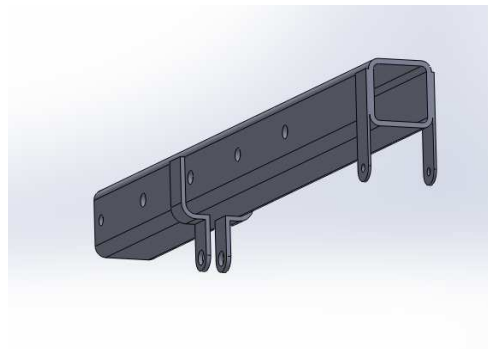


Imagen 48. Mástil diseño 2 inicial

Después:

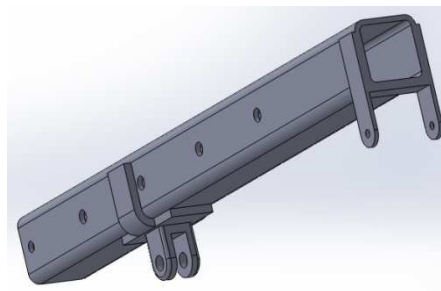


Imagen 49. Mástil diseño 2 final

- En el pilar de la opción dos, se ha cambiado el espesor de las solapas que unen el mástil con el pilar, han pasado de 6mm a 12mm, la anchura de la solapa ahora es de 80mm y se ha reforzado la zona.

Antes:



Imagen 50. Pilar diseño 2 inicial

Después:

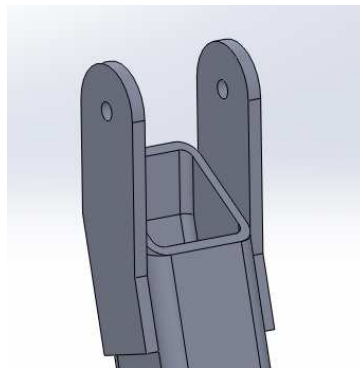


Imagen 51. Pilar diseño 2 final

Diseños iniciales y finales:

Diseño 1:

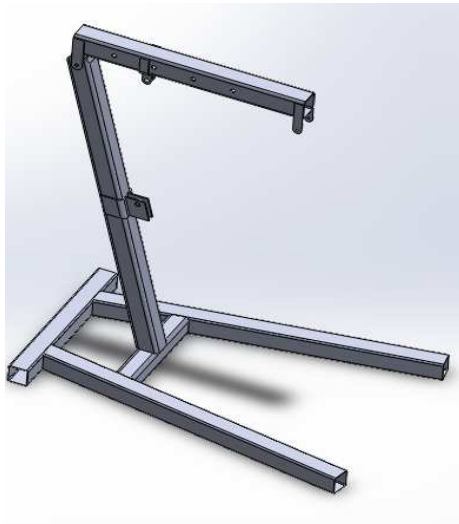


Imagen 52. Diseño 1 Inicial



Imagen 53. Diseño 1 final

Diseño 2:



Imagen 54. Diseño 2 inicial



Imagen 55. Diseño 2 final

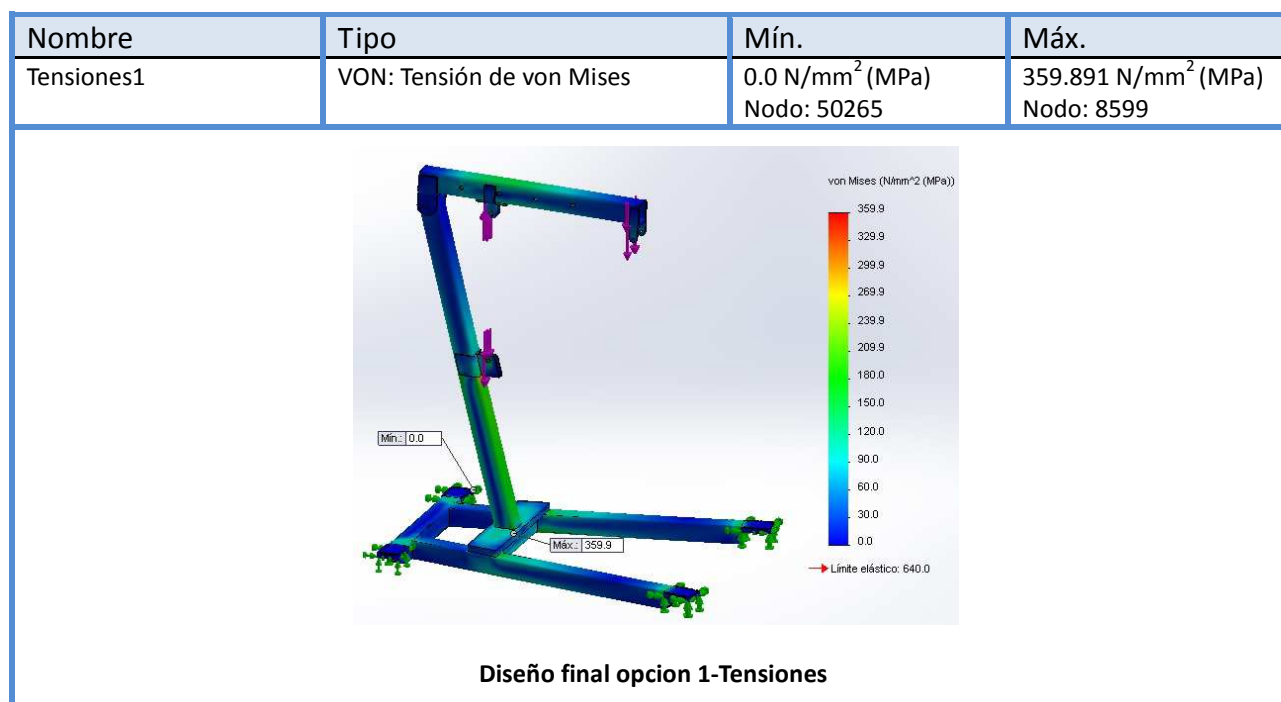
Tras las incluir estas modificaciones, hemos realizado los estudios estáticos de los dos diseños con las configuraciones más desfavorables, el mástil paralelo al suelo, una carga de 20 kN y la distancia entre la carga y la unión del mástil con el pilar de 1000mm.

5.5 Resultados con los diseños finales

Como ya se ha indicado antes, los estudios se realizarán con la configuración más desfavorable calculada anteriormente, la carga que debe soportar es de 20KN, el mástil paralelo al suelo y la distancia entre la unión del mástil con el pilar y la carga es de 1000mm.

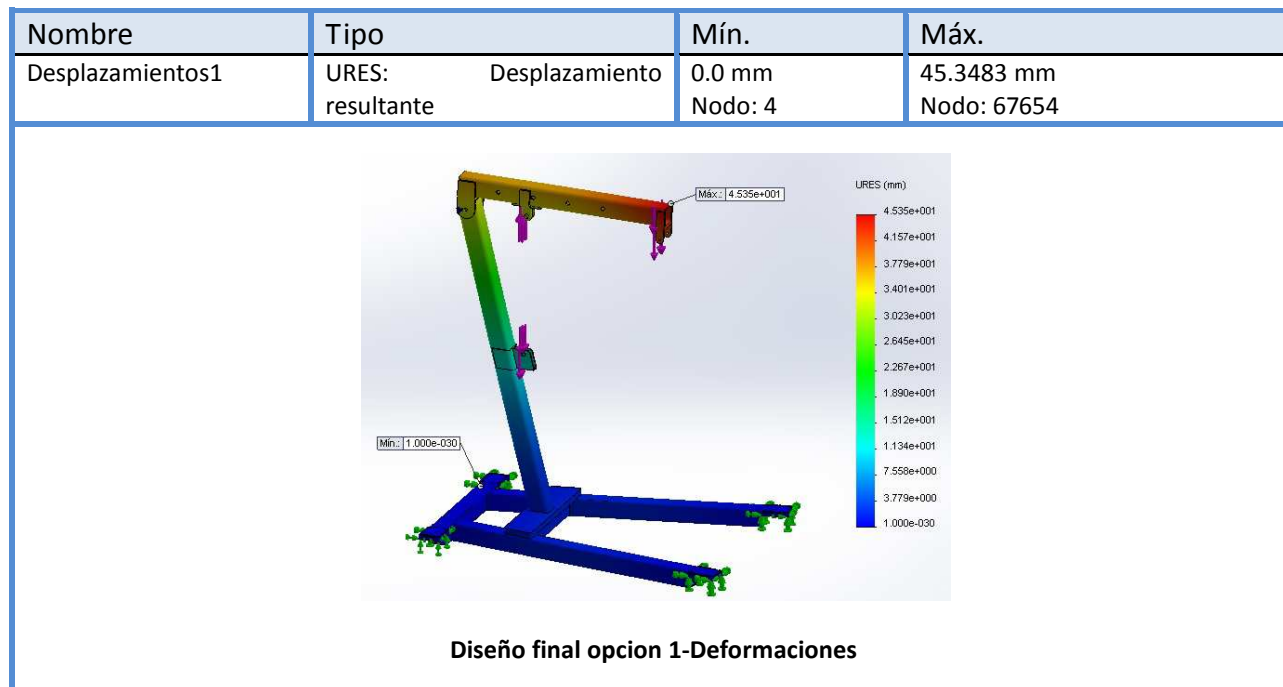
- Diseño 1.

Tensiones:



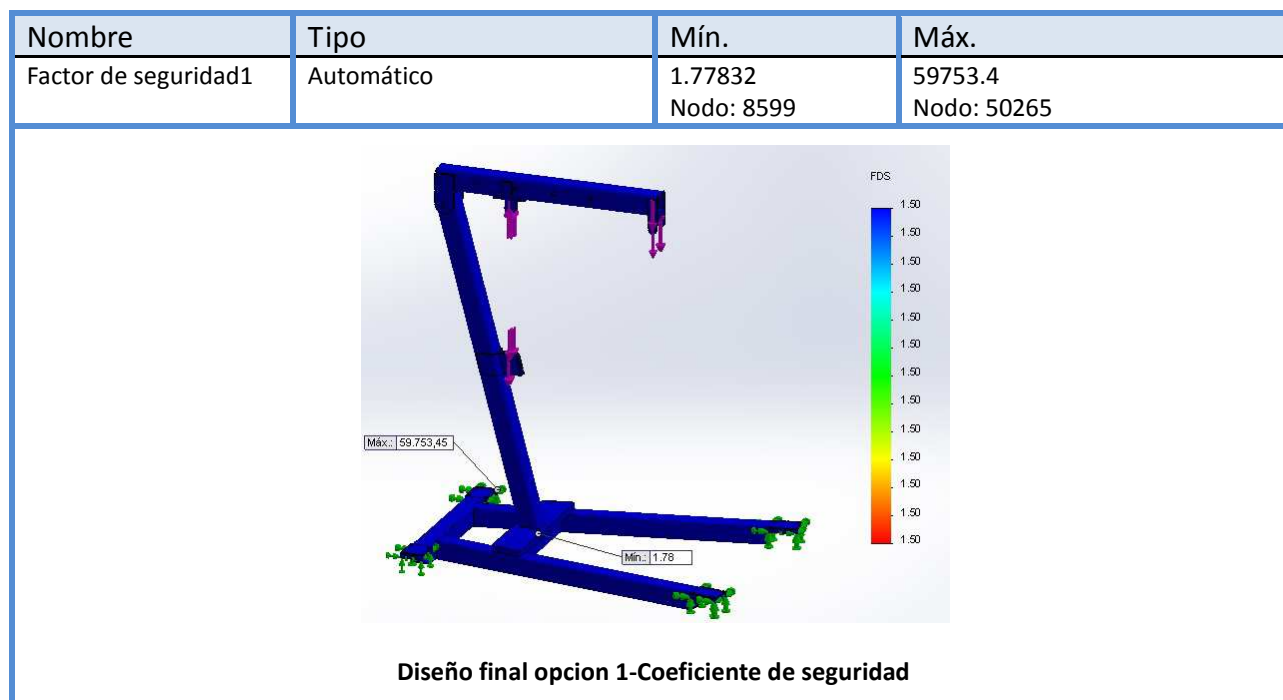
En la tabla se puede ver que la tensión máxima que soporta el conjunto (359,9 N/mm²) es menor que el límite elástico del material (640 N/mm²). Esto indica que el material soporta las tensiones generadas. Luego habrá que ver si también cumple con los objetivos de coeficiente de seguridad.

Deformaciones:



El nuevo valor de deformación máximo es 45,35 mm. Este valor es menor que el obtenido antes de las modificaciones, 82,88mm, lo cual es mejor para el diseño.

Coeficiente de seguridad:



Por último, en esta grafica se puede ver como el coeficiente de seguridad obtenido, 1,78, supera el 1,5 en su parte más desfavorable y con ello, este diseño supera todos los objetivos marcados.

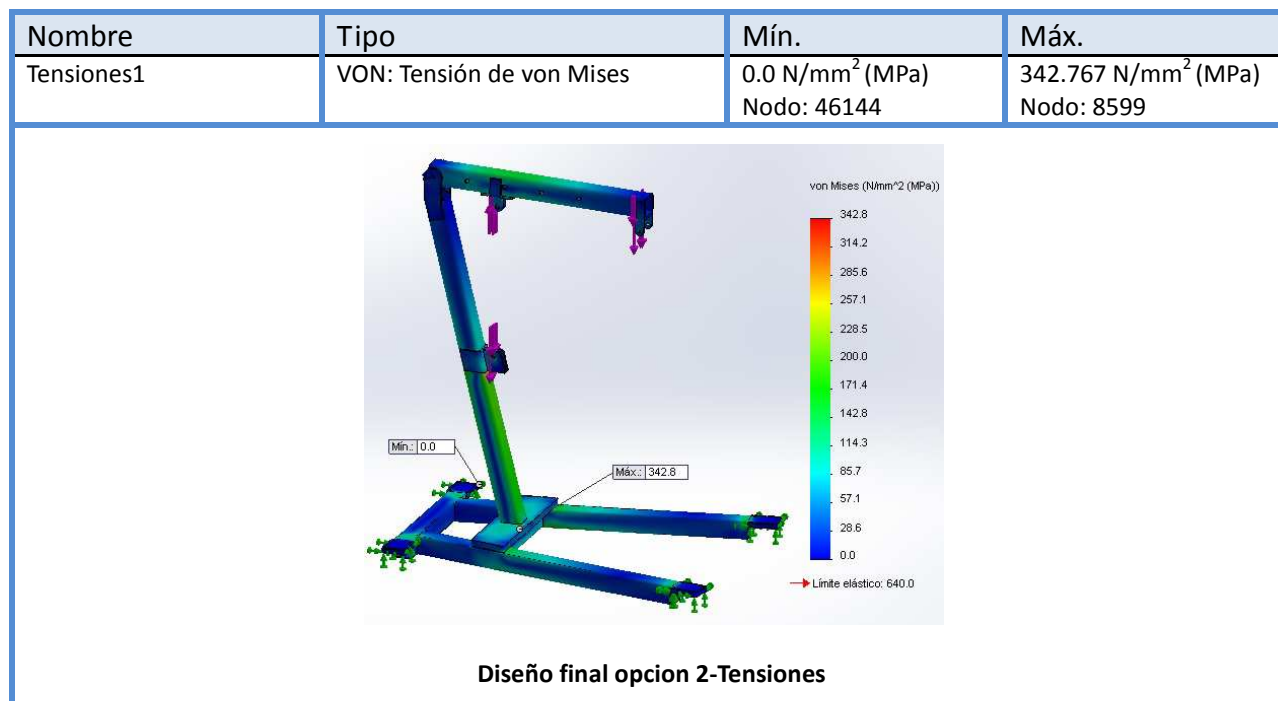
Comparación de resultados de Diseño 1 entre antes y después de las modificaciones

	<i>Resultados antes de modificaciones</i>	<i>Resultados después de modificaciones</i>	<i>Objetivo</i>
Tensiones	1626,94 N/mm ²	359,90 N/mm ²	<640 N/mm ²
Deformaciones	82,88 mm	45,35 mm	-
Coeficiente de seguridad	0,39	1,78	>1,5

Como se puede ver en la tabla, con las nuevas modificaciones todas las partes del diseño cumplen con los objetivos.

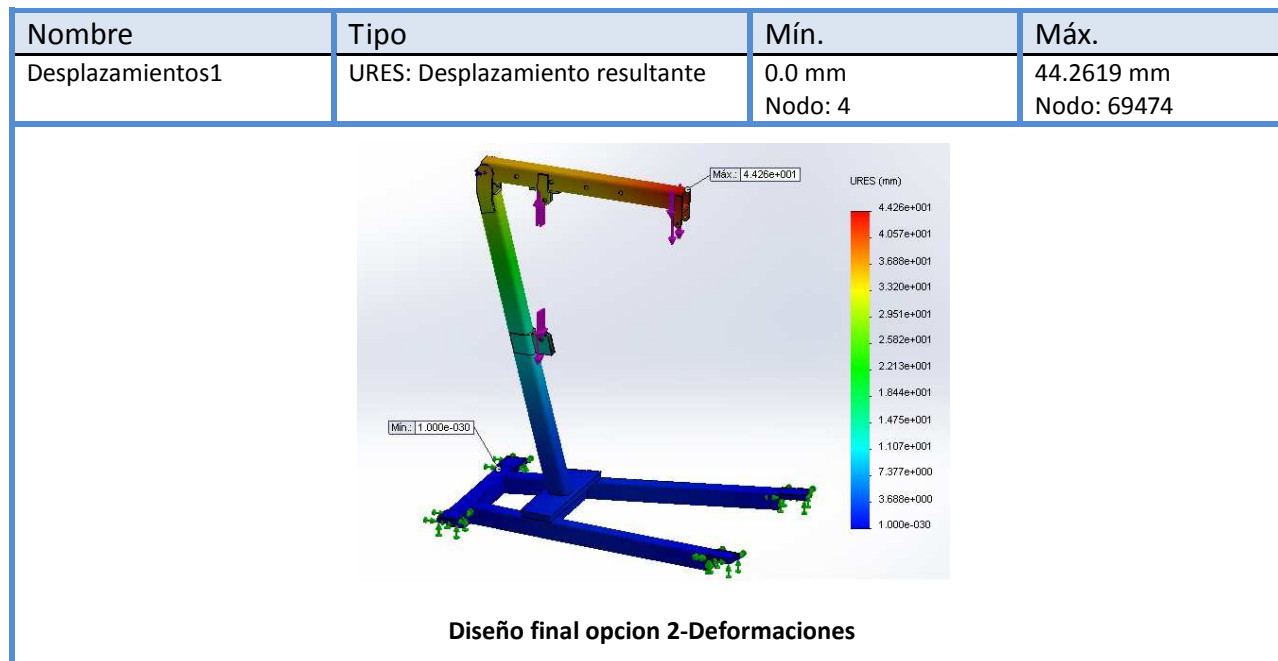
- Diseño 2.

Tensiones:



En la tabla se puede ver que la tensión máxima que soporta el conjunto (342,767 N/mm²) es menor que el limite elástico del material (640 N/mm²). Por lo que, también en este diseño, el material soporta bien las tensiones generadas.

Deformaciones:



El nuevo valor de deformación máximo es 44,26 mm. Este valor es menor que el obtenido antes de las modificaciones, 83,06mm, lo cual es mejor para el diseño.

Coeficiente de seguridad:



Por último, en esta grafica se puede ver como el coeficiente de seguridad en su punto más desfavorable, 1.87, supera el 1,5 y con ello, este diseño supera todos los objetivos marcados.

Comparación de resultados de Diseño 2 entre antes y después de las modificaciones

	<i>Resultados antes de modificaciones</i>	<i>Resultados después de modificaciones</i>	<i>Objetivo</i>
Tensiones	1626,94 N/mm ²	342,77 N/mm ²	<640 N/mm ²
Deformaciones	82,88 mm	44,26 mm	-
Coeficiente de seguridad	0,39	1,87	>1,5

En la tabla se observa que, con las nuevas modificaciones, todas las partes del diseño cumplen con los objetivos.

Estos son los informes con la posición más desfavorable, con lo que, si no rompe en esta situación, en las demás tampoco lo hará. El programa también te da la posibilidad de calcular si el pasador es capaz de soportar las tensión, incluso antes de realizar las modificaciones necesarias, los diámetros de los pasadores y las paredes de las tensiones donde están situados soportan perfectamente todas las fuerzas.

En el siguiente apartado intentaremos disminuir el valor de desplazamiento máximo. Ya que, aunque no teníamos una objetivo inicial para este parámetro, los valores han salido algo grandes y habría que mejorarlos.

6. MEJORAS

Una vez que se cumplen la especificaciones a resistencia que habíamos planteado (coeficiente de seguridad mayor de 1,5), se proponen mejoras.

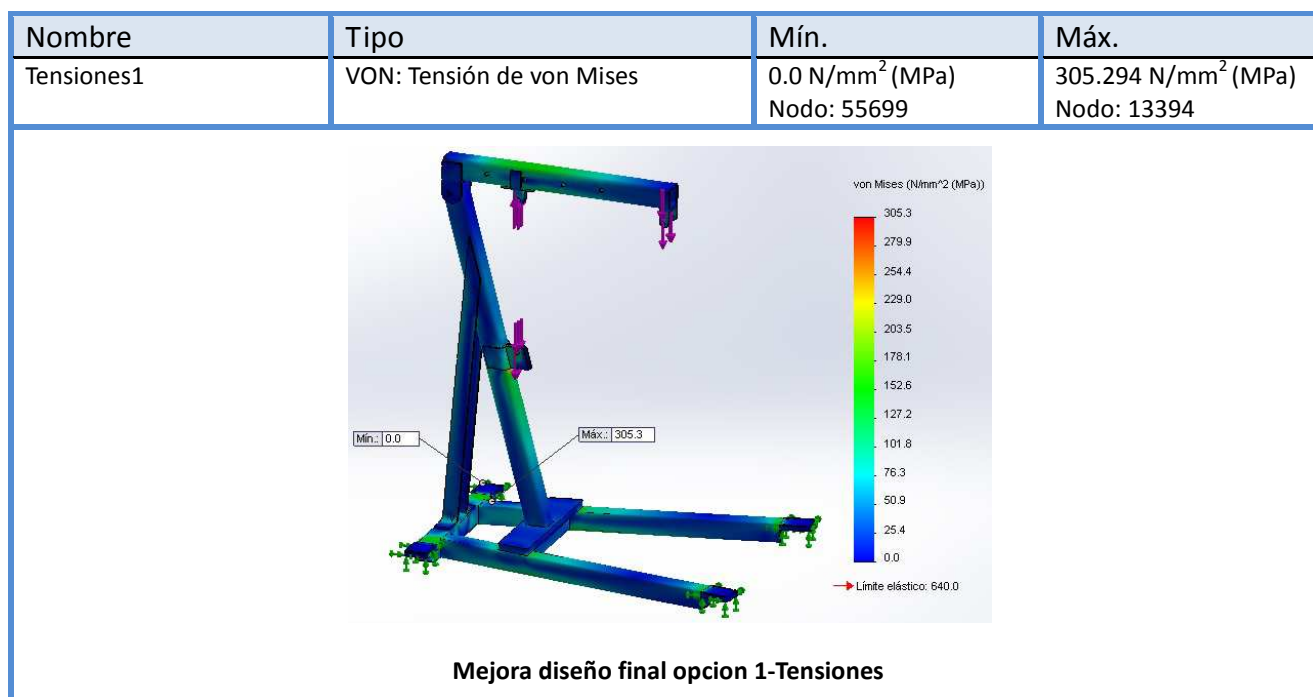
Además se han hecho análisis con otras hipótesis de carga y posición para verificar que los resultados que se obtienen con dichas cargas y posiciones son menores, y así, verificar que todos los estudios anteriores se han realizado con la configuración de diseño más desfavorable.

La mejora que se ha incluido es colocar dos chapas que unen el pilar a la base para intentar disminuir la deformación en el extremo del mástil. Estas dos chapas tienen un peso de 7,4 Kg cada una, lo que hará que el peso de la estructura aumente unos 14,8 Kg más.

Esto son los datos obtenidos en los estudios con la mejora ya instalada en los diseños. Los estudios se han realizado en los dos puntos extremos, el primero, con la mayor carga y el menor tamaño del mástil, y el segundo, con la menor carga y la mayor longitud de mástil. Se han realizado en estos puntos porque son los que más problemas pueden dar ya que uno tiene la carga más alta, lo que aumenta las tensiones, y el otro la máxima longitud de mástil, lo que puede hacer que la deformada tenga valores mayores.

- Diseño 1, carga mayor(20KN), y menor longitud de mástil (1000mm):

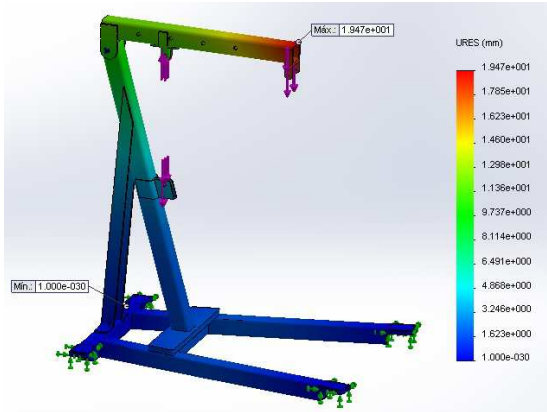
Tensiones:



Como se puede ver, aunque el objetivo de la mejora es disminuir el valor de las deformaciones, el valor de tensión máxima ha disminuido, antes de la mejora era 359,89 N/mm² y ahora es de 305,294 N/mm².

Deformaciones:

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0.0 mm Nodo: 5378	19.4732 mm Nodo: 72863

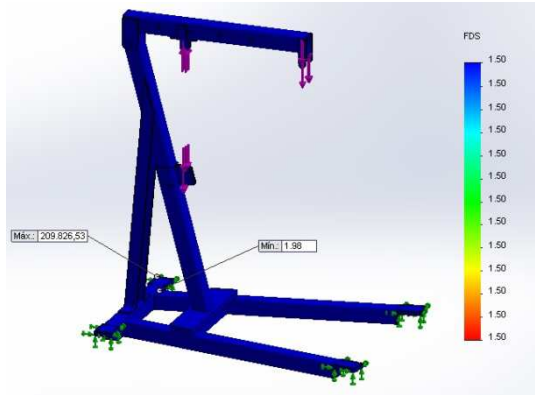


Mejora diseño final opcion 1-Deformaciones

Este era el principal punto a mejorar, y, como se puede ver, con la mejora disminuye enormemente el resultado, antes la deformación era de 45,35mm y ahora es de 19,47mm, lo que supone que la deformación es 2,33 veces menor.

Coefficiente de seguridad:

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad1	Automático	1.97764 Nodo: 11910	209827 Nodo: 55699



Mejora diseño final opcion 1-Coefficiente de seguridad

Como era de esperar, al disminuir el valor de la tensión máxima que soporta, aumenta el valor del coeficiente de seguridad. El valor de este parámetro pasa de 1,78 a 1,98.

Comparación de resultados de Diseño 1 entre antes y después de la mejora

	<i>Resultados antes de mejora</i>	<i>Resultados después de mejora</i>
Tensiones	359,90 N/mm ²	305,294 N/mm ²
Deformaciones	45,35 mm	19,47 mm
Coeficiente de seguridad	1,78	1,98

Hay que tener en cuenta que la estructura, después de la mejora, pesa 14,8 Kg más que el de antes de la mejora.

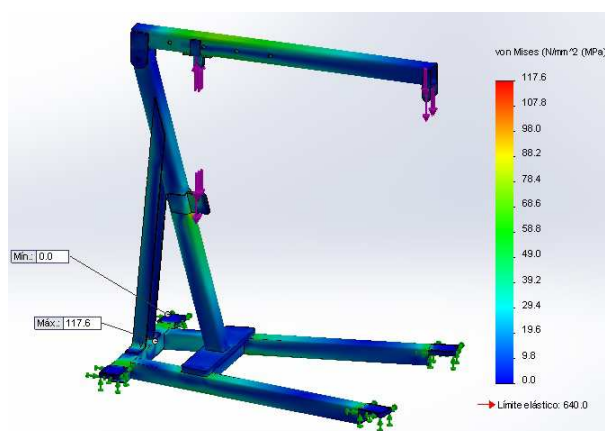
- Diseño 1, carga menor(5KN), y mayor longitud de mástil(1540mm):

En estas tablas se ven los resultados obtenidos cuando la carga es 5KN y la distancia entre la unión del mástil con el pilar y la carga es de 1540mm. La fuerza que tiene que ejercer el cilindro con esta configuración es de 25,667KN.

En la tabla final se compararán las diferencias entre la configuración que hemos calculado como la más desfavorable y esta.

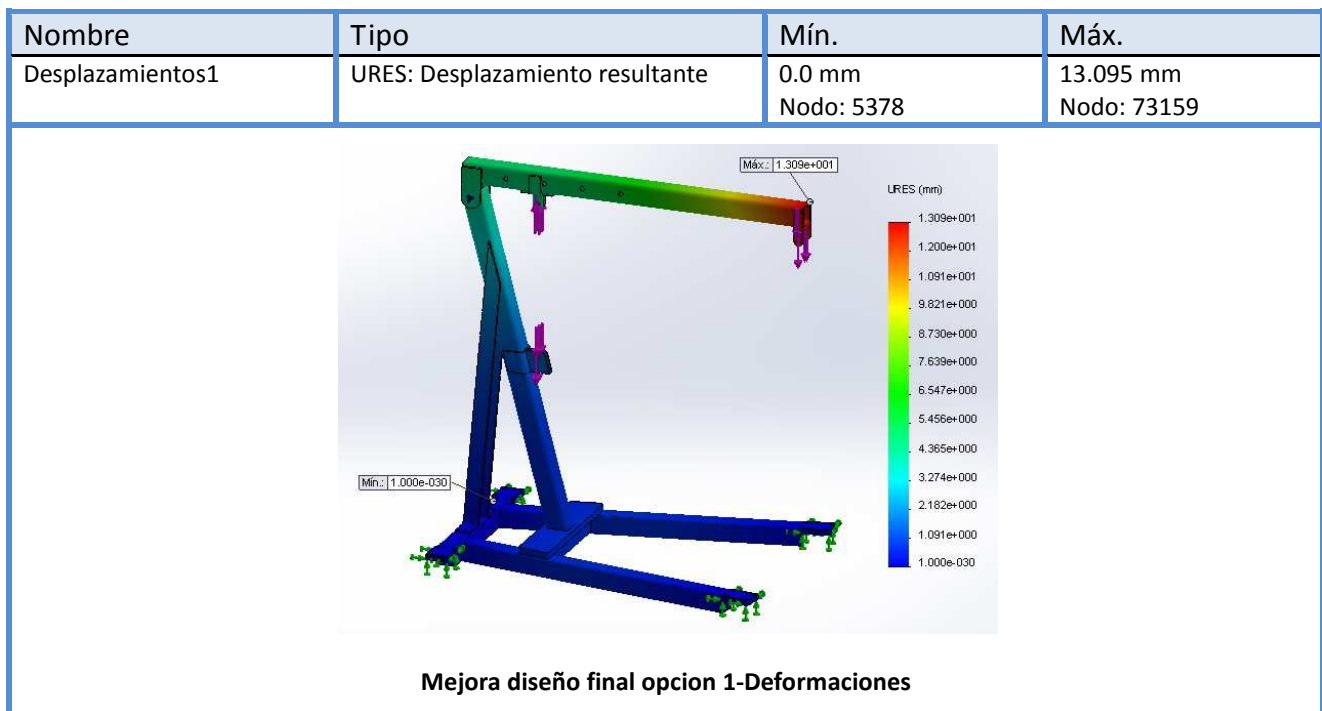
Tensiones:

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.0 N/mm ² (MPa) Nodo: 55698	117.561 N/mm ² (MPa) Nodo: 8403

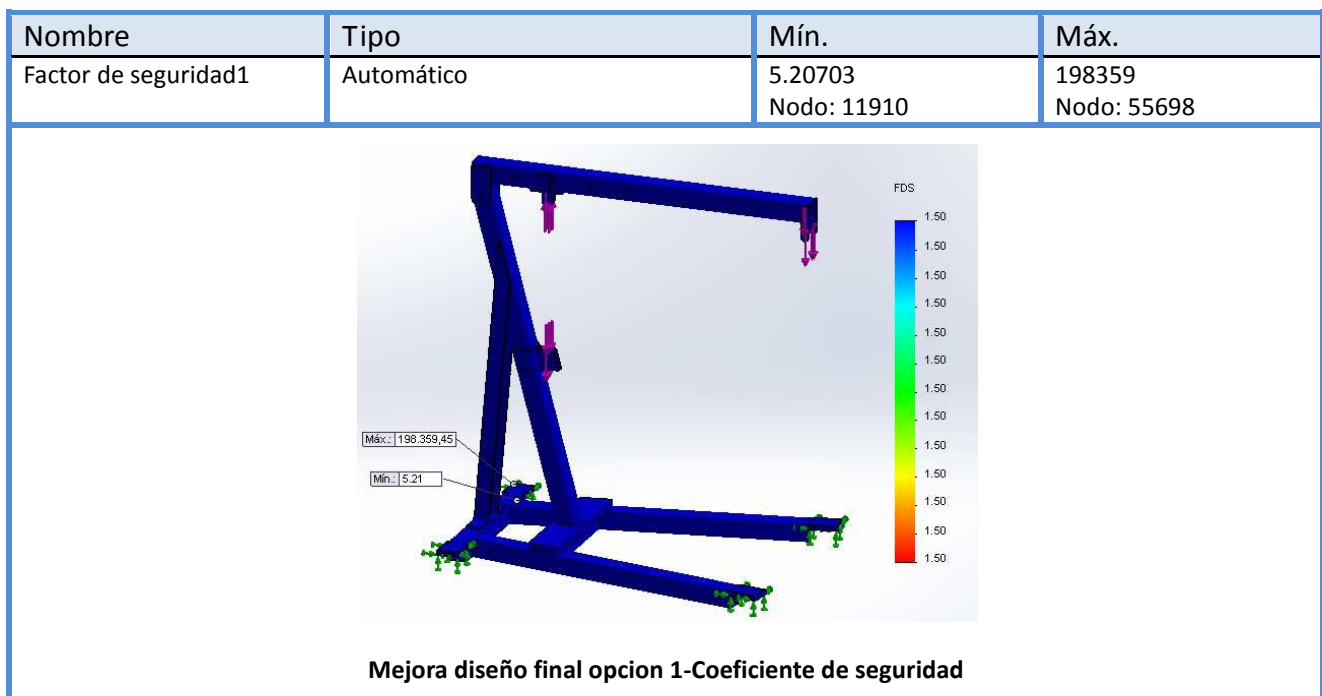


Mejora diseño final opcion 1-Tensiones

Deformaciones:



Coeficiente de seguridad



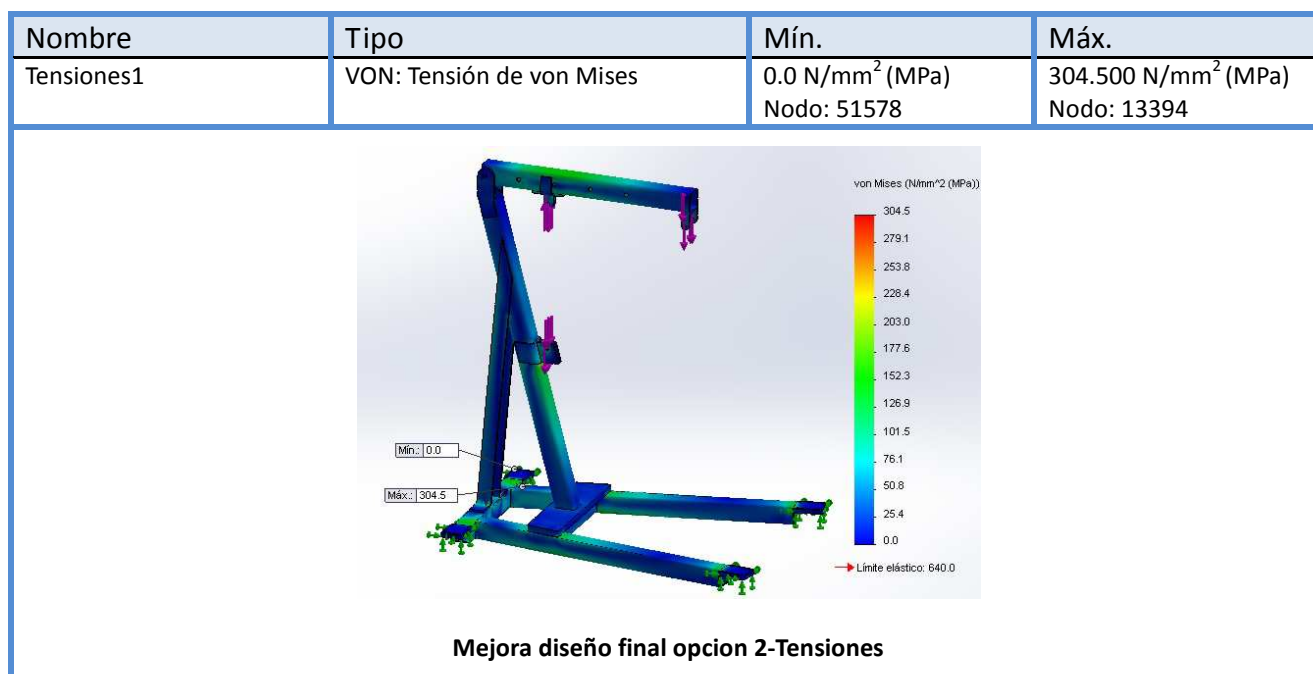
Comparación de resultados de Diseño 1 entre configuración 1 y 2

	<i>Resultados configuración 1</i>	<i>Resultados configuración 2</i>
Tensiones	305,29 N/mm ²	117,56 N/mm ²
Deformaciones	19,47 mm	13,10 mm
Coeficiente de seguridad	1,98	5,21

La conclusión que se puede sacar de esta tabla es que la configuración de carga y longitud de mástil que hemos elegido como la más desfavorable es la correcta, todos los valores obtenidos con la mínima carga y la máxima longitud de mástil, son mejores que los obtenidos con la configuración inicial.

- Diseño 2, carga mayor(20KN), y menor longitud de mástil(1000mm):

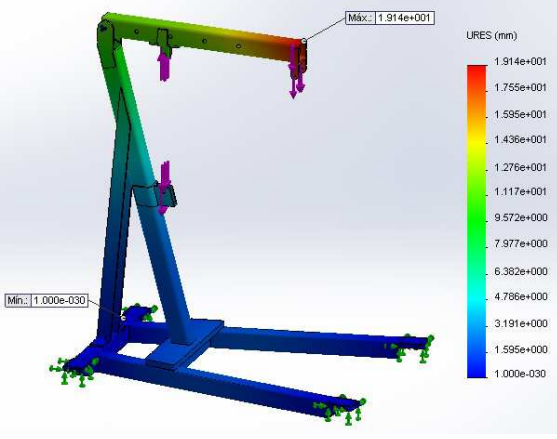
Tensiones:



Como se puede ver, aunque el objetivo de la mejora es mejorar el valor de las deformaciones, el valor de tensión máxima ha disminuido, antes de la mejora era 342,77 N/mm² y ahora es de 304,5 N/mm².

Deformaciones:

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0.0 mm Nodo: 5378	19.1447 mm Nodo: 74605

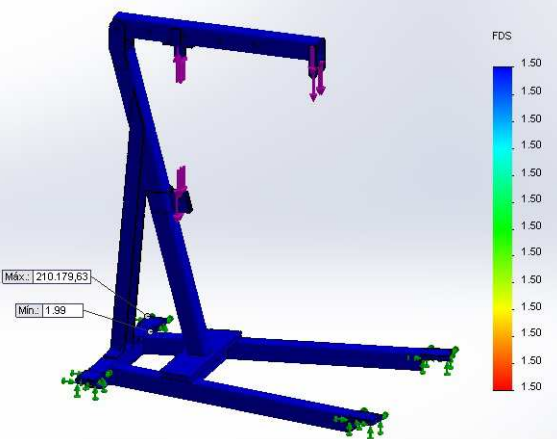


Mejora diseño final opcion 2-Deformaciones

Este era el principal punto a mejorar, y como se puede ver, con la mejora disminuye enormemente el resultado, antes la deformación era de 44,26mm y ahora es de 19,14mm. Con la mejora la deformación máxima se reduce 2,31 veces.

Coeficiente de seguridad:

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad1	Automático	1.988 Nodo: 11910	210180 Nodo: 51578



Mejora diseño final opcion 2-Coeficiente de seguridad

Como era de esperar, al disminuir el valor de la tensión máxima que soporta, aumenta el valor del coeficiente de seguridad. El valor de este parámetro pasa de 1,87 a 1,99.

Comparación de resultados de Diseño 2 entre antes y después de la mejora

	<i>Resultados antes de mejora</i>	<i>Resultados después de mejora</i>
Tensiones	342,77 N/mm ²	304,50 N/mm ²
Deformaciones	44,26 mm	19,14 mm
Coeficiente de seguridad	1,87	1,99

Hay que tener en cuenta que la estructura después de la mejora pesa 14,8 Kg más que el de antes de la mejora.

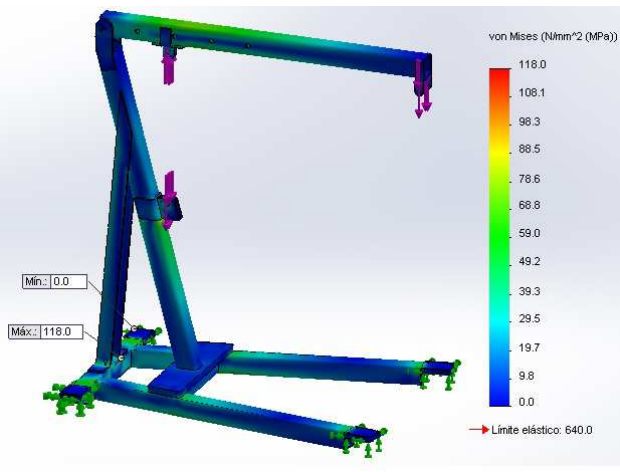
- Diseño 2, carga menor(5KN), y mayor longitud de mástil(1540mm):

En estas tablas se ven los resultados obtenidos cuando la carga es 5KN y la distancia entre la unión del mástil con el pilar y la dirección de la carga es de 1540mm. La fuerza que tiene que ejercer el cilindro con esta configuración es de 25,667KN.

En la tabla final se compararán las diferencias entre la configuración que hemos calculado como la más desfavorable y esta.

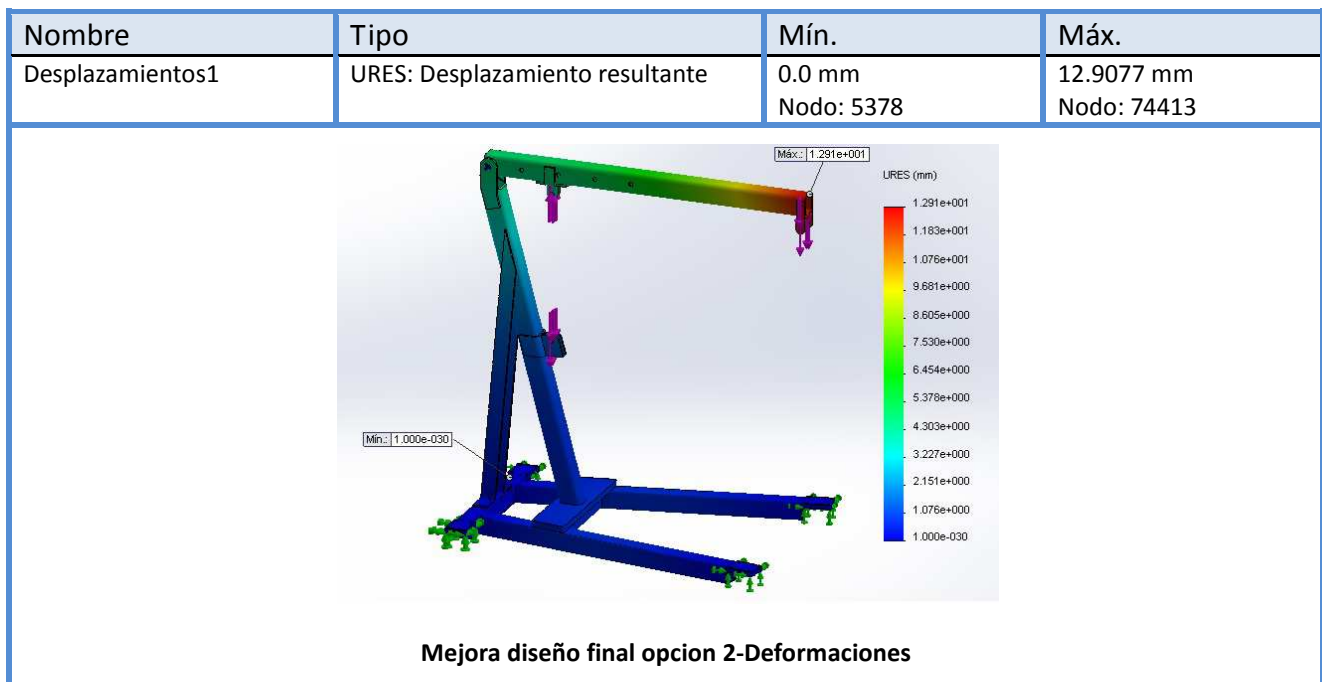
Tensiones:

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.0 N/mm ² (MPa) Nodo: 51577	117.96 N/mm ² (MPa) Nodo: 8403

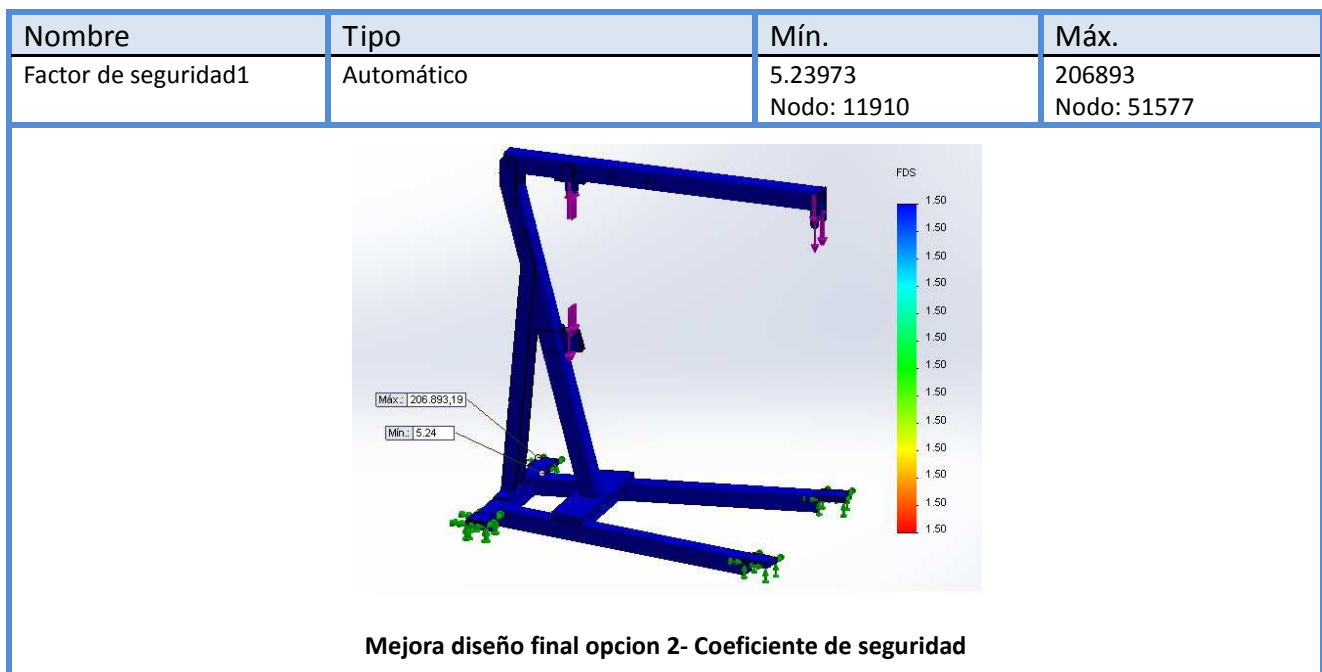


Mejora diseño final opcion 2-Tensiones

Deformaciones:



Coeficiente de seguridad:



Comparación de resultados de Diseño 2 entre configuración 1 y 2

	<i>Resultados configuración 1</i>	<i>Resultados configuración 2</i>
Tensiones	304,50 N/mm ²	117,96 N/mm ²
Deformaciones	19,14 mm	12,91 mm
Coeficiente de seguridad	1,99	5,24

La conclusión que se puede sacar de esta tabla es que la configuración de carga y longitud de mástil que hemos elegido como la más desfavorable es la correcta, todos los valores obtenidos con la mínima carga y la máxima longitud de mástil, son mejores que los obtenidos con la configuración inicial.

La mejora que hemos introducido no solo ha cumplido su objetivo disminuyendo la deformación máxima de cada diseño, sino que también ha mejorado los valores de las tensiones y los coeficientes de seguridad.

Tanto en el diseño 1 como en el diseño 2, hemos podido comprobar que, con los estudios realizados hasta el momento, la hipótesis inicial, que hemos tomado como la más desfavorable, lo es. Más adelante, compararemos los resultados obtenidos con otras hipótesis.

7. COMPROBACIONES

Por último, y para ver si de verdad que la configuración más desfavorable, es con la que se han hecho los cálculos, se han analizado las tensiones, las deformaciones y los coeficientes de seguridad de cada uno de los diseños, cuando la grúa está en su punto más bajo y cuando el cilindro está extendido completamente.

Para poder realizar estos estudios, primero habrá que calcular la fuerza que hace el cilindro. Para poder calcular esto, lo más rápido es dibujar el sistema en el programa y, a continuación, tomar las medidas necesarias para poder realizar los cálculos. A diferencia de los estudios anteriores, como en cada configuración y diseño cambia el ángulo con el que el cilindro aplica la fuerza, será necesario calcular la fuerza que ejerce en cada hipótesis.

7.1 Diseño 1

7.1.1 Diseño 1 cilindro retraído

Por temas de geometrías, no se puede hacer con el cilindro retraído del todo, así que, se ha decidido calcular este apartado cuando el eje del pasador que sujeta la carga, está a 1100mm de la parte más baja de la estructura. Aunque puede parecer que la distancia es muy grande, hay que recordar que, en estos cálculos, no se tiene en cuenta el gancho para sujetar la carga, ni la cadena con la que este se acoplaría a la estructura. Además, la longitud de mástil con la que hemos realizado los cálculos es la menor, por lo que, si fuera preciso, se podría aumentar la longitud del mismo, y la distancia al suelo disminuiría.

Lo mejor para poder calcular la fuerza ejercida por el cilindro, es dibujar la configuración que se precisa y después, tomar las medidas oportunas.

Cálculos:

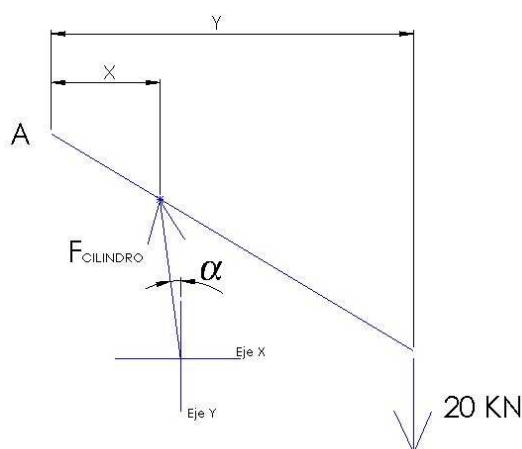


Imagen 56. Esquema de Fuerzas

$$X = 256,25\text{mm} ; Y = 854,17\text{mm} ; \alpha = 4,49^\circ$$

$$20\text{KN} = 20000\text{N}$$

$$\sum M_Z^A = 0$$

$$20000N \cdot 854,17mm = F_{CILINDRO} \cdot 256,25 \cdot \cos(4,49^{\circ})$$

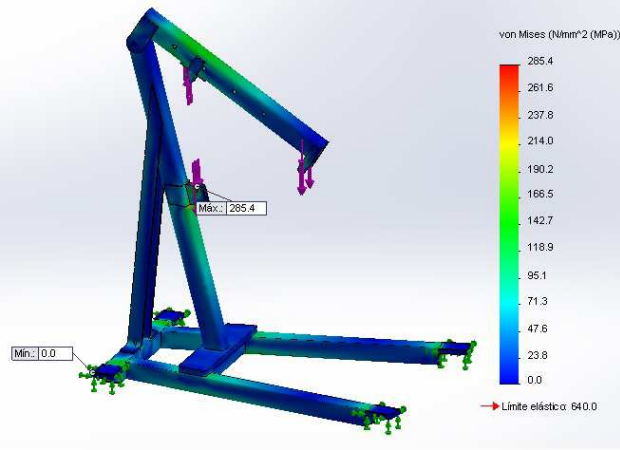
$$F_{CILINDRO} = \frac{20000N \cdot 854,17mm}{256,25mm \cdot \cos 4,49^{\circ}} = 66872,157 \text{ N}$$

La fuerza que tiene que ejercer el cilindro es algo mayor que la que tenía que hacer en la hipótesis inicial, pero como esta fuerza se reparte en fuerza cortante y fuerza axil, es de esperar que los resultados sean más favorables que en los estudios anteriores.

Resultados:

Tensiones:

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.0 N/mm ² (MPa) Nodo: 50686	285.366 N/mm ² (MPa) Nodo: 55764

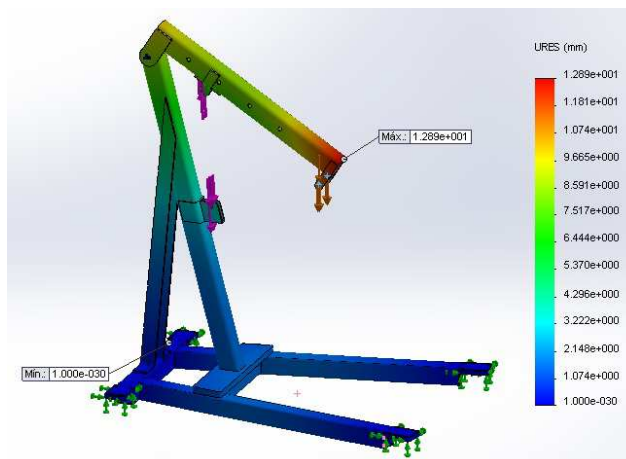


Mejora diseño 1 cilindro retraído-Tensiones

La tensión máxima obtenida es de 285.366 N/mm² (MPa) lo que está muy por debajo de los 640 N/mm² (MPa) que el material tiene como límite elástico, también está por debajo de la tensión máxima obtenida en la configuración de carga máxima y mástil paralelo al suelo, 305,29N/mm² (MPa).

Deformación:

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0.0 mm Nodo: 5033	12.8871 mm Nodo: 75106

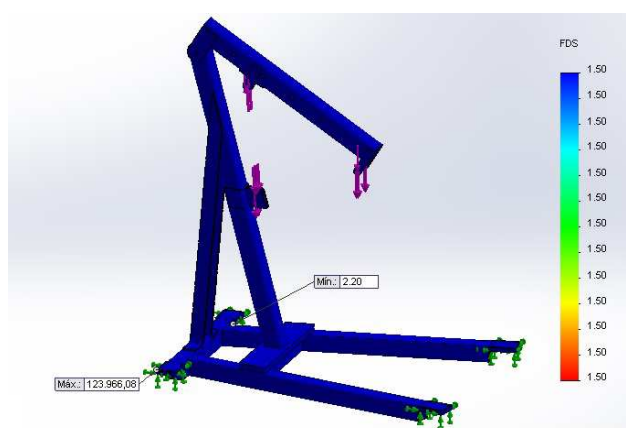


Mejora diseño 1 cilindro retraído-Deformaciones

La deformación máxima que sufre la estructura es menor que la calculada anteriormente, antes 19,47mm y ahora 12,89mm.

Coeficiente de seguridad:

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad1	Automático	2.20476 Nodo: 5049	123966 Nodo: 50686



Mejora diseño 1 cilindro retraído- Coeficiente de seguridad

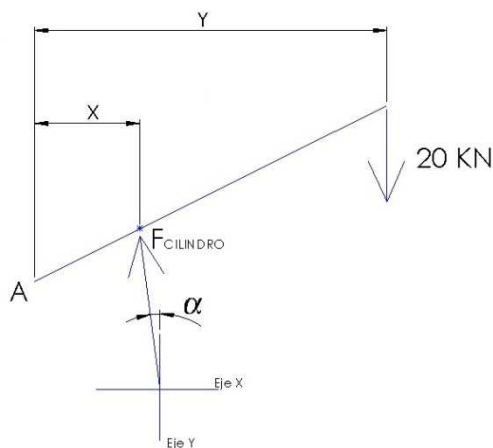
Este es el dato que nos marca cual de las hipótesis es más desfavorable, y vemos que el valor más desfavorable de esta configuración 2,20, es mayor que el de la configuración que hemos tomado como la más desfavorable 1,98. Por lo tanto la configuración con la que hemos hecho todos los cálculos es más desfavorable que esta.

7.1.2 Diseño 1 cilindro estirado

En este caso sí que se pueden hacer los cálculos cuando el cilindro esta estirado del todo, el diseño de la estructura no impide que pueda llegar a su máxima longitud. La distancia entre el eje del pasador que sujeta la carga, y la parte más baja de la estructura es de 2265,55mm.

Al igual que pasaba anteriormente, lo mejor para poder calcular la fuerza ejercida por el cilindro, es dibujar la configuración que se precisa y después, tomar las medidas oportunas.

Cálculos:



$$X = 229,11\text{mm} ; Y = 763,71\text{mm} ; \alpha = 4,47^\circ$$

$$20\text{KN} = 20000\text{N}$$

$$\sum M_Z^A = 0$$

Imagen 57 Esquema de Fuerzas

$$20000\text{N} \cdot 763,71\text{mm} = F_{\text{CILINDRO}} \cdot 229,11 \cdot \cos(4,47^\circ)$$

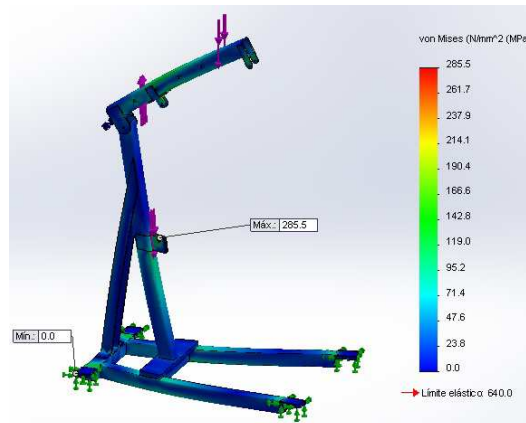
$$F_{\text{CILINDRO}} = \frac{20000\text{N} \cdot 763,71\text{mm}}{229,11\text{mm} \cdot \cos 4,47^\circ} = 66870,94\text{ N}$$

Al igual que pasaba antes, la fuerza que tiene que ejercer el cilindro es algo mayor que la que tenía que hacer en la hipótesis inicial, pero como esta fuerza se reparte en fuerza cortante y fuerza axial, es de esperar que los resultados sean más favorables que en los estudios anteriores.

Resultados:

Tensiones:

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.0 N/mm ² (MPa) Nodo: 50886	285.522 N/mm ² (MPa) Nodo: 55865

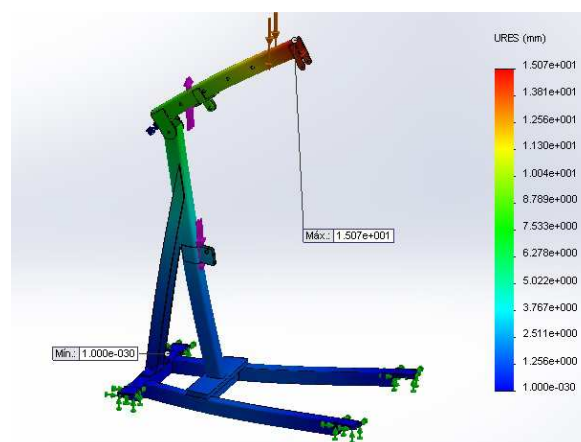


Mejora diseño 1 cilindro estirado-Tensiones

La tensión máxima obtenida es de 285.522 N/mm² (MPa) lo que, al igual que antes, está muy por debajo de los 640 N/mm² (MPa) que el material tiene como límite elástico. De nuevo, también está por debajo de la tensión máxima obtenida en la configuración de carga máxima y mástil paralelo al suelo, 305,29N/mm² (MPa).

Deformación:

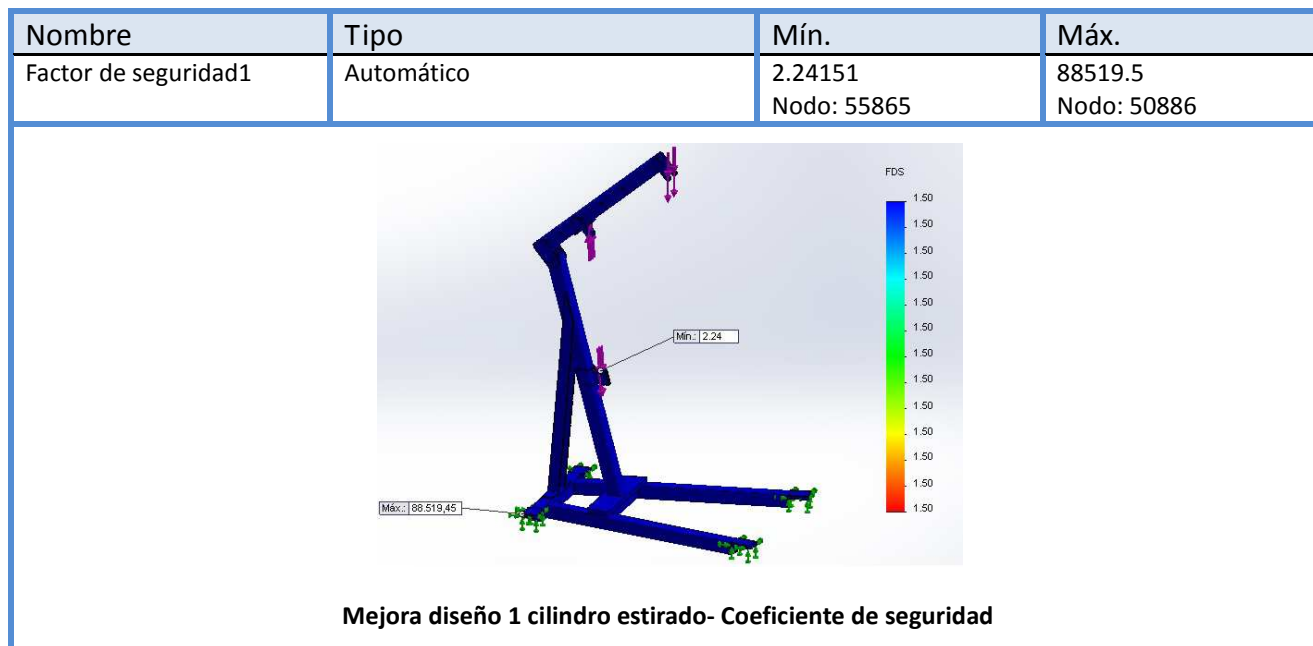
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0.0 mm Nodo: 5033	15.0663 mm Nodo: 68704



Mejora diseño 1 cilindro estirado-Deformaciones

La deformación máxima que sufre la estructura es menor que la calculada anteriormente, antes 19,47mm y ahora 15,07mm.

Coefficiente de seguridad:



Al igual que pasaba en el estudio anterior, este es el dato que nos marca cual de las hipótesis es más desfavorable y vemos que el valor más desfavorable de esta configuración 2,24, es mayor que el de la configuración que hemos tomado como la más desfavorable 1,98. Por lo tanto la configuración con la que hemos hecho todos los cálculos es más desfavorable que esta.

Comparación de resultados de Diseño 1 entre las tres posiciones del mástil

	<i>Resultados mástil paralelo al suelo</i>	<i>Resultados cilindro retraído</i>	<i>Resultados cilindro estirado</i>
Tensiones	305,29 N/mm ²	285,37 N/mm ²	285,52 N/mm ²
Deformaciones	19,47 mm	12,89 mm	15,07 mm
Coeficiente de seguridad	1,98	2,20	2,24

La conclusión que se obtiene de esta tabla es que la configuración más desfavorable es la que tiene el mástil paralelo al suelo, que es con la que hemos realizado todos los cálculos.

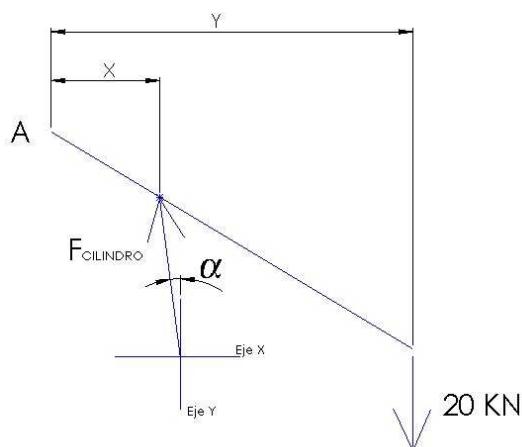
7.2 Diseño 2

7.2.1 Diseño 2 cilindro retraído

Al igual que ocurría en el diseño 1, por temas de geometrías, no se puede hacer con el cilindro retraído del todo, así que, se ha decidido calcular este apartado cuando el eje del pasador que sujeta la carga, esta a 1100mm de la parte más baja de la estructura. Aunque puede parecer que la distancia es muy grande, no se tiene en cuenta el gancho para sujetar la carga, ni la cadena con la que este se acoplaría a la estructura. Además, la longitud de mástil con la que hemos realizado los cálculos es la menor, por lo que, si fuera preciso, se podría aumentar la longitud del mismo para que la distancia entre el extremo de la grúa y el suelo disminuya.

Lo mejor para poder calcular la fuerza ejercida por el cilindro, es dibujar la configuración que se precisa y después, tomar las medidas oportunas.

Cálculos:



$$X = 193,91\text{mm} ; Y = 784,28\text{mm} ; \alpha = 10,46^\circ$$

$$20\text{KN} = 20000\text{N}$$

$$\sum M_Z^A = 0$$

Imagen 58 Esquema de Fuerzas

$$20000\text{N} * 784,28\text{mm} = F_{\text{CILINDRO}} * 193,91 * \cos(10,46^\circ)$$

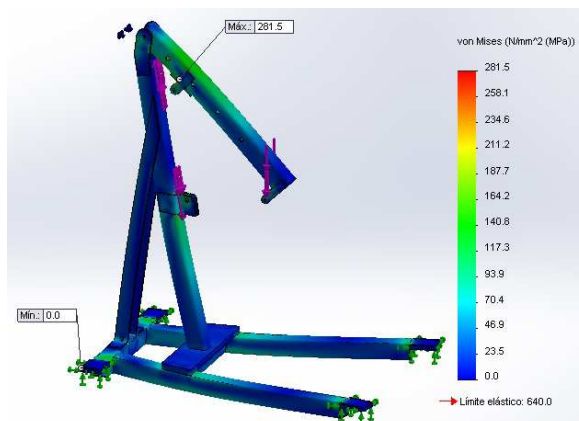
$$F_{\text{CILINDRO}} = \frac{20000\text{N} * 784,28\text{mm}}{193,91\text{mm} * \cos 10,46^\circ} = 82258,11\text{ N}$$

La fuerza que tiene que ejercer el cilindro es mayor que la que tenía que hacer en la hipótesis inicial, pero como esta fuerza se reparte en fuerza cortante y de compresión, es de esperar que los resultados sean más favorables que en los estudios anteriores. Como el cilindro que hemos elegido puede ejercer una fuerza de 15kN, la carga se podrá elevar sin problema.

Resultados:

Tensiones:

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.0 N/mm ² (MPa) Nodo: 47330	281.545 N/mm ² (MPa) Nodo: 77636

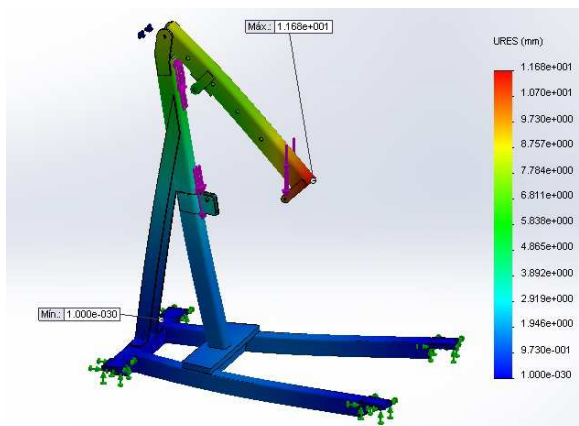


Mejora diseño 2 cilindro retraído-Tensiones

Como pasaba en el estudio 1, la tensión máxima obtenida es de 281.545 N/mm² (MPa) lo que está muy por debajo de los 640 N/mm² (MPa) que el material tiene como límite elástico, también está por debajo de la tensión máxima obtenida en la configuración de carga máxima y mástil paralelo al suelo, 304,50N/mm² (MPa).

Deformación:

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0.0 mm Nodo: 5033	11.6761 mm Nodo: 75773

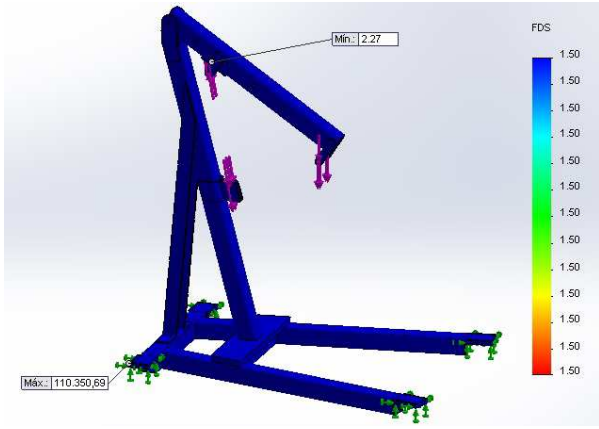


Mejora diseño 2 cilindro retraído-Deformaciones

La deformación máxima que sufre la estructura es menor que la calculada anteriormente, antes 19,47mm y ahora 11,68mm.

Coeficiente de seguridad:

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad1	Automático	2.27317 Nodo: 77636	110351 Nodo: 47330



Mejora diseño 2 cilindro retraído- Coeficiente de seguridad

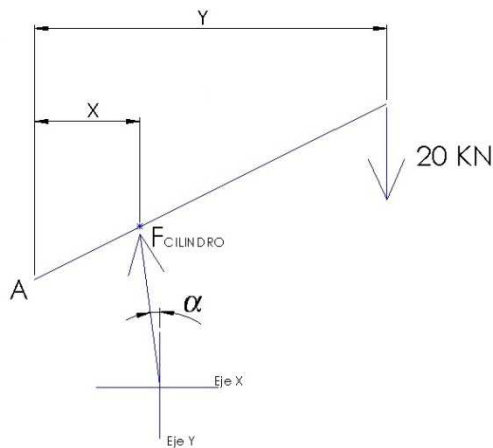
Este es el dato que nos marca cual de las hipótesis es más desfavorable y vemos que el valor más desfavorable de esta configuración, 2,27, es mayor que el de la configuración que hemos tomado como la más desfavorable, 1,98. Por lo tanto la configuración con la que hemos hecho todos los cálculos es más desfavorable que esta.

7.2.2 Diseño 1 cilindro estirado

Como pasaba con el diseño 1, en este caso sí que se pueden hacer los cálculos cuando el cilindro está completamente estirado, el diseño de la estructura no impide que pueda llegar a su máxima longitud. La distancia entre el eje del pasador que sujeta la carga, y la parte más baja de la estructura es de 2211,66mm.

Al igual que ha pasado en todas los estudios de este apartado, lo mejor para poder calcular la fuerza ejercida por el cilindro, es dibujar la configuración que se precisa y después, tomar las medidas oportunas.

Cálculos:



$$X = 309,01\text{mm} ; Y = 883,28\text{mm} ; \alpha = 0,57^\circ$$

$$20\text{KN} = 20000\text{N}$$

$$\sum M_Z^A = 0$$

Imagen 59. Esquema de Fuerzas

$$20000\text{N} \cdot 883,28\text{mm} = F_{\text{CILINDRO}} \cdot 309,01 \cdot \cos(0,57^\circ)$$

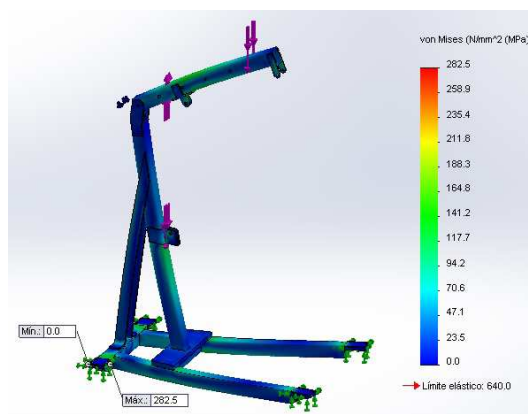
$$F_{\text{CILINDRO}} = \frac{20000\text{N} \cdot 883,28\text{mm}}{309,01\text{mm} \cdot \cos 0,57^\circ} = 5717,21\text{ N}$$

En este caso, la fuerza que tiene que ejercer el cilindro es algo menor que la que tenía que hacer en la hipótesis inicial, esto, unido a que esta fuerza se reparte en fuerza cortante y de compresión, hace que sea de esperar que los resultados sean más favorables que en los estudios anteriores.

Resultados:

Tensiones:

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.0 N/mm ² (MPa) Nodo: 47374	282.453 N/mm ² (MPa) Nodo: 12308

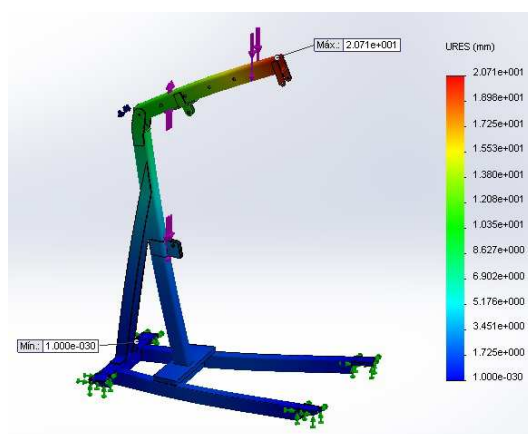


Mejora diseño 2 cilindro estirado-Tensiones

La tensión máxima obtenida es de 282.453 N/mm² (MPa) lo que está muy por debajo de los 640 N/mm² (MPa) que el material tiene como límite elástico, también está por debajo de la tensión máxima obtenida en la configuración de carga máxima y mástil paralelo al suelo, 304,50N/mm² (MPa).

Deformación:

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0.0 mm Nodo: 5028	20.7059 mm Nodo: 69933

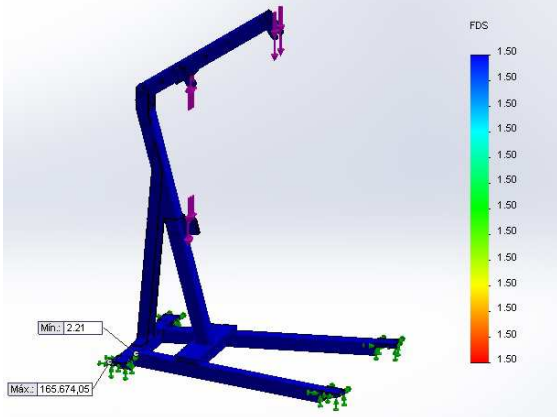


Mejora diseño 2 cilindro estirado-Deformaciones

La deformación máxima que sufre la estructura es algo mayor que la calculada anteriormente, antes 19,14mm y ahora 20,71mm. Esto es un resultado curioso, ya que aunque la configuración no es la más desfavorable, la deformación máxima, sí que es más desfavorable. Si no hubiera cumplido las especificaciones, habría que haber modificado de nuevo la estructura.

Coefficiente de seguridad:

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad1	Automático	2.20849 Nodo: 10602	165674 Nodo: 47374



Mejora diseño cilindro estirado- Coeficiente de seguridad

Este es el dato que nos marca cual de las hipótesis es más desfavorable, y como ha pasado en todos los estudios que hemos hecho de comprobación, vemos que el valor más desfavorable de esta configuración, 2,21, es mayor que el de la configuración que hemos tomado como la más desfavorable, 1,99. Por lo tanto la configuración con la que hemos hecho todos los cálculos es más desfavorable que esta.

Comparación de resultados de Diseño 1 entre las tres posiciones del mástil

	<i>Resultados mástil paralelo al suelo</i>	<i>Resultados cilindro retraído</i>	<i>Resultados cilindro estirado</i>
Tensiones	304,50 N/mm ²	281,55 N/mm ²	282,45 N/mm ²
Deformaciones	19,14 mm	11,68 mm	20,71 mm
Coeficiente de seguridad	1,99	2,27	2,21

La conclusión que se obtiene de esta tabla es que la configuración más desfavorable es la que tiene el mástil paralelo al suelo, que es con la que hemos realizado todos los cálculos. Aunque no deja de ser curioso el dato de que la deformación, cuando el cilindro está extendido, sea la mayor de todas.



8. CONCLUSIONES

En este proyecto hemos visto los pasos a seguir para diseñar una grúa para taller, como los programas CAD-CAE y MEF, nos facilitan mucho el trabajo a la hora de comparar resultados y saber si las secciones calculadas soportan la carga o no.

Para empezar, hemos planteado las especificaciones, elegido el material y las dimensiones generales del diseño. Una vez hemos decidido todo esto, podemos empezar dimensionar las partes de la grúa. En este primer dimensionado no hemos tenido en cuenta las diferencias de entre los dos diseños, simplemente se ha utilizado una estructura alámbrica con las dimensiones generales de la grúa. Primero, se ha calculado, de entre todas las posibles configuraciones de cargas, longitud entre la unión del mástil con el pilar y la carga, y, el ángulo entre el mástil y la carga, cual es la configuración más desfavorable. Tras realizar un pequeño análisis se observa que la combinación más desfavorable es con la carga máxima (20000N), la longitud entre la unión del mástil con el pilar y la carga 1000mm, y un ángulo entre la carga y el mástil de 90°.

Tras obtener la configuración más desfavorable, y teniendo en cuenta todas estas consideraciones de diseño, se ha procedido a realizar los cálculos de todas las secciones. Para calcular las secciones, se ha impuesto un coeficiente de seguridad de 1,5, y de 2 para los pasadores.

Hasta este punto no se ha hecho distinción entre los dos diseños, todo se ha hecho sobre una estructura alámbrica válida tanto para uno como para otro. A partir de aquí, ya se tiene en cuenta la diferencia entre los dos diseños. Recordemos que la diferencia inicial entre los dos diseños propuestos, es la unión entre el mástil y el pilar. En el diseño 1, el mástil tiene soldadas dos solapas para el pasador que lo unen con el pilar. Y en el diseño 2, las solapas están soldadas en el pilar.

Con las medidas de todas las secciones calculadas, y teniendo en cuenta los diseños definitivos, se han dibujado y ensamblado todas las partes con el programa SolidWorks, después, tras aplicar material, insertar todas las condiciones de contorno y las cargas en el ensamblaje, se ha mallado la estructura y el simulador del programa, ha calculado las tensiones, las deformaciones y los coeficientes de seguridad de todas las partes de la estructura.

Como era de esperar en este primer análisis, hay partes de la estructura que no cumplen con los objetivos marcados de Tensión, Deformación ó coeficiente de seguridad. Esto no quiere decir que los cálculos analíticos no sean adecuados para una primera aproximación, lo que significa es que, a la hora de realizar los cálculos analíticos, hay que tener cuidado con las simplificaciones que se hagan antes de realizar los cálculos. En este caso, como luego hemos contrastado los datos con un simulador, hemos podido simplificar bastante la estructura para que los cálculos fueran más sencillos.



Tras localizar las zonas en las que los diseños no cumplen las expectativas, se ha añadido material o cambiado la forma de dichas zonas para que cumplan los requisitos. También se ha modificado el diseño de la base, para incluir los amarres donde deberían ir las ruedas que pueden mover el conjunto.

Al terminar de cambiar todas estas zonas, se ha vuelto a pasar el simulador para asegurar que, con estas modificaciones, todas las partes de la estructura cumplen con los objetivos planteados, de no ser así, se ha seguido con las modificaciones hasta que el resultado ha sido satisfactorio. Estas modificaciones se han hecho por separado para cada uno de los diseños, ya que los resultados son distintos para cada uno.

Cuando los diseños ya son definitivos, pensamos la manera de mejorar el diseño. En los datos obtenidos en los informes, se ve que la parte a mejorar es la deformación máxima. Para mejorar esto, se ha reforzado el pilar con un tirante a cada lado que une la parte superior del pilar con la base, estos tirantes hacen que gane rigidez la estructura, aunque también aumenta su peso. De nuevo se han sacado los informes, y se observa que disminuye el valor de deformación máxima en la posición más desfavorable.

Para asegurarnos de que la hipótesis inicial era la más desfavorable, también se ha sacado informes sobre otras configuraciones. Primero, cuando la distancia, desde la unión del mástil con el pilar y la carga, es máxima, y su carga correspondiente. Tras observar que con la longitud mínima, los resultados son más desfavorables, con ayuda del programa, se calculan los resultados cuando la carga es máxima, la distancia mínima, y, el extremo donde se sitúa la carga está en su punto más cercano o el más alejado del suelo.

Tras obtener todos los resultados vemos que la configuración inicial, con la que se han realizado todos los cálculos, es la más desfavorable. Y, que el diseño que tenemos, soporta todas las configuraciones de carga y posición que hemos planteado.

La conclusión que obtenemos de este estudio, es que tanto el diseño 1 como el diseño 2 son válidos para fabricar, y cumplirían perfectamente con los objetivos para los que han sido diseñados. Si bien hay que destacar que, la unión entre el mástil y el pilar del diseño dos parece más segura. Al no moverse los acoples soldados para la ubicación de pasador, es más difícil que algo se pueda quedar atrapado cuando el mástil sube o baja.

En este proyecto también se ven reflejadas dos importantes observaciones que hay que destacar.

La primera observación que se puede sacar de este proyecto, es que una pequeña modificación entre dos diseños, como es la unión entre el mástil y el pilar, aunque a la hora de hacer la simplificación de los diseños una sola vale para las dos hipótesis, cuando queremos realizar el diseño final, puede hacer que varíen las zonas donde se encuentran las tensiones máximas y los puntos que hay que rediseñar para que estas tensiones no superen la tensión de rotura.



Pero la observación más importante que podemos obtener de este proyecto es que, a pesar de que cuando realizamos los cálculos, con una simplificación nos vale, si lo que se quiere es fabricar el diseño, se aumenta la fiabilidad utilizando un programa que sea capaz de realizar cálculos MEF para asegurarnos de que las tensiones que debe soportar el diseño, no sean mayores que las tensiones que pueda soportar el diseño. Una buena opción a la hora de diseñar un producto, es seguir los pasos que se han planteado en este proyecto, primero hacer una simplificación del diseño en una estructura alámbrica, después, con las secciones obtenidas, hacer la simulación con la ayuda del programa, realizar los estudios necesarios, hacer las mejoras necesaria para que el diseño soporte bien todas las tensiones, y, por último, realizar estudios con varias fuerzas y posiciones, para saber que el producto soporta todas las configuraciones para las que ha sido diseñado.



ANEXOS

Anexo 1. Ficha técnica del acero F-114

CHAPA DE ACERO

F-114

COMPOSICIÓN QUÍMICA %	C	Mn	Si	P	S	Carb. Equiv.
F-114	0.40-0.50	0.50-0.80	0.15-0.40	<0.035	<0.035	0.55

CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS	R. Kg/mm ²	E. Kg/mm ²	A %	Dureza Brinell
	60/75	33	17	175-220

EQUIVALENCIAS APROXIMADAS	IHA	CENIM	DIN	SAE/AISI	BS	UNI
	F-114	F-1140/C45 K	CK45	1045	EN8	C-45

TRATAMIENTOS TÉRMICOS	Tratamiento	Temperatura	Enfriamiento
	Recocido de ablandamiento	670 °C - 710 °C	Aire
	Recocido globular	710 °C / 6 horas ó 670 °C / 8 horas	10 °C / hora hasta 650 °C
	Normalizado	840 °C - 870 °C	Aire
	Temple	830 °C - 850 °C	Agua
		840 °C - 860 °C	Aceite
	Revenido	500 °C - 650 °C	Aire
PARA MECANIZAR FACILMENTE SUS PIEZAS, SOLICITE NUESTRO TRATAMIENTO DE ESTABILIZADO-RECOCIDO.			

Anexo 1. Tablas de propiedades físicas de los perfiles.

TAMAÑO	ESPESOR	MASA LINEAL	AREA DE LA SECCION	MOMENTO DE INERCIA	RADIO DE GIRO	MODULO ELASTICO	MODULO PLASTICO	CONSTANTES DE TORSION		AREA SUPERFICIE EXTERIOR
B x B mm	T mm	M Kg/m	A cm ²	I cm ⁴	i cm	W _e cm ³	W _p cm ³	I _t cm ⁴	C _t cm ³	A _e m ² /m
80x80	3	7,07	9,01	87,8	3,12	22,0	25,8	140	33,0	0,310
	4	9,22	11,7	111	3,07	27,8	33,1	180	41,8	0,306
	5	11,3	14,4	131	3,03	32,9	39,7	218	49,7	0,303
	6	13,2	16,8	149	2,98	37,3	45,8	252	56,6	0,299
	8	16,4	20,8	168	2,84	42,1	53,9	307	66,6	0,286
90x90	3	8,01	10,2	127	3,53	28,3	33,0	201	42,5	0,350
	4	10,5	13,3	162	3,48	36,0	42,6	261	54,2	0,346
	5	12,8	16,4	193	3,43	42,9	51,4	316	64,7	0,343
	6	15,1	19,2	220	3,39	49,0	59,5	368	74,2	0,339
	8	18,9	24,0	255	3,25	56,6	71,3	456	88,8	0,326
100x100	3	8,96	11,4	177	3,94	35,4	41,2	279	53,2	0,390
	4	11,7	14,9	226	3,89	45,3	53,3	362	68,1	0,386
	5	14,4	18,4	271	3,84	54,2	64,6	441	81,7	0,383
	6	17,0	21,6	311	3,79	62,3	75,1	514	94,1	0,379
	8	21,4	27,2	366	3,67	73,2	91,1	645	114	0,366
	10	25,6	32,6	411	3,55	82,2	105	750	130	0,357
110x110	3	9,90	12,6	238	4,35	43,3	50,3	374	65,1	0,430
	4	13,0	16,5	306	4,30	55,6	65,2	486	83,6	0,426
	5	16,0	20,4	368	4,25	66,9	79,3	594	101	0,423
	6	18,9	24,0	425	4,20	77,2	92,5	695	116	0,419
	8	23,9	30,4	506	4,08	91,9	113	879	143	0,406
120x120	3	10,8	13,8	312	4,76	52,1	60,2	488	78,2	0,470
	4	14,2	18,1	402	4,71	67,0	78,3	637	101	0,466
	5	17,5	22,4	485	4,66	80,9	95,4	778	122	0,463
	6	20,7	26,4	562	4,61	93,7	112	913	141	0,449
	8	26,4	33,6	677	4,49	113	138	1163	175	0,446
	10	31,8	40,6	777	4,38	129	162	1376	203	0,437
125x125	12	35,8	45,7	806	4,20	134	174	1518	219	0,418
	4	14,9	18,9	457	4,91	73,2	85,3	722	110	0,486
	5	18,3	23,4	553	4,86	88,4	104	884	133	0,483
	6	21,7	27,6	641	4,82	103	122	1038	154	0,479
130x130	8	27,7	35,2	775	4,69	124	151	1325	192	0,466
	4	15,5	19,7	517	5,12	79,5	92,6	815	119	0,506
	5	19,1	24,4	626	5,07	96,3	113	998	145	0,503
	6	22,6	28,8	727	5,02	112	133	1174	168	0,499
	8	28,9	36,8	883	4,90	136	165	1502	210	0,486
140x140	10	35,0	44,6	1021	4,79	157	195	1788	245	0,477
	4	16,8	21,3	652	5,52	93,1	108	1023	140	0,546
	5	20,7	26,4	791	5,48	113	132	1256	170	0,543
	6	24,5	31,2	920	5,43	131	155	1479	198	0,539
	8	31,4	40,0	1127	5,30	161	194	1901	248	0,526
150x150	10	38,1	48,6	1312	5,20	187	230	2274	291	0,517
	4	18,0	22,9	808	5,93	108	125	1265	162	0,586
	5	22,3	28,4	982	5,89	131	153	1554	197	0,583
	6	26,4	33,6	1146	5,84	153	180	1833	230	0,579
	8	33,9	43,2	1412	5,71	188	226	2364	289	0,566
	10	41,3	52,6	1653	5,61	220	269	2839	341	0,557
	12	47,1	60,1	1780	5,44	237	298	3231	380	0,538

Anexo 2. Catálogos de elementos comerciales

Cilindros

Cilindros de simple efecto, serie RC

ENERPAC
Tecnología Hidráulica Mundial

▼ De izquierda a derecha: RC-506, RC-50, RC-2510, RC-154, RC-10010, RC-55, RC-1010



- Las roscas del collar y del émbolo, así como los orificios de montaje en la base, facilitan la fijación (en la mayoría de los modelos)
- Diseñados para usarse en todas las posiciones
- Asas desmontables para la fijación sin obstrucciones (modelos RC-5013, RC-7513 y ambos modelos de 95 toneladas)
- Aleación de acero de alta resistencia para mayor duración
- Niquelado en casi todos los modelos (para mayores detalles, póngase en contacto con Enerpac)
- Muelles de retorno para trabajos duros
- Esmaltado al horno para mayor resistencia a la corrosión
- Racor CR-400 y guardapolvo incluidos

▼ Elevación por etapas efectuada en Grecia, donde tubos ensamblados de 25 metros de longitud se levantaron por etapas con seis cilindros RC-2514.



El estándar de la industria en cilindros de uso general



Silletas

Todos los cilindros RC están equipados con silletas desmontables acanaladas templadas. Para las silletas inclinables y lisas, vea la página de los accesorios serie RC.

Página: 12



Bases de cilindro

Para asegurar la estabilidad de los cilindros en aplicaciones de levantamiento, disponemos de bases para cilindros RC de 10, 25 y 50 ton.

Página: 12



Accesorios especiales

Para resolver cualquier aplicación, ponemos a su disposición accesorios especiales para cilindros RC de 5, 10 y 25 ton.

Página: 154

▼ Los accesorios de montaje para cilindros RC incrementan notablemente las posibilidades de aplicación (disponibles para cilindros de 5, 10, 15 y 25 ton.).



Cilindros de uso general, de simple efecto




Diseño "Golden Ring"

Los cilindros RC de Enerpac incorporan el "Golden Ring" para funcionar durante mucho tiempo con seguridad.

▼ TABLA DE SELECCION RAPIDA

Para información técnica completa, vea la página siguiente.

Fuerza del cilindro ton. (kN)	Carrera (mm)	Modelo	Área efectiva del cilindro (cm ²)	Capacidad de aceite (cm ³)	Altura retraído (mm)	 (kg)
5 (45)	16	RC-50**	6,5	10	41	1,0
	25	RC-51	6,5	16	110	1,0
	76	RC-53	6,5	50	165	1,5
	127	RC-55*	6,5	83	215	1,9
	177	RC-57	6,5	115	273	2,4
	232	RC-59	6,5	151	323	2,8
10 (101)	26	RC-101	14,5	38	89	1,8
	54	RC-102*	14,5	78	121	2,3
	105	RC-104	14,5	152	171	3,3
	156	RC-106*	14,5	226	247	4,4
	203	RC-108	14,5	294	298	5,4
	257	RC-1010*	14,5	373	349	6,4
	304	RC-1012	14,5	441	400	6,8
	356	RC-1014	14,5	516	450	8,2
15 (142)	25	RC-151	20,3	51	124	3,3
	51	RC-152	20,3	104	149	4,1
	101	RC-154*	20,3	205	200	5,0
	152	RC-156*	20,3	308	271	6,8
	203	RC-158	20,3	411	322	8,2
	254	RC-1510	20,3	516	373	9,5
	305	RC-1512	20,3	619	423	10,9
	356	RC-1514	20,3	723	474	11,8
25 (232)	26	RC-251	33,2	86	139	5,9
	50	RC-252*	33,2	166	165	6,4
	102	RC-254*	33,2	339	215	8,2
	158	RC-256*	33,2	525	273	10,0
	210	RC-258	33,2	697	323	12,2
	261	RC-2510	33,2	867	374	14,1
	311	RC-2512	33,2	1033	425	16,3
	362	RC-2514*	33,2	1202	476	17,7
30 (295)	209	RC-308	42,1	880	387	18,1
50 (498)	51	RC-502	71,2	362	176	15,0
	101	RC-504	71,2	719	227	19,1
	159	RC-506*	71,2	1131	282	23,1
	337	RC-5013	71,2	2399	460	37,6
75 (718)	156	RC-756	102,6	1601	285	29,5
	333	RC-7513	102,6	3417	492	59,0
95 (933)	168	RC-1006*	133,3	2239	357	59,0
	260	RC-10010	133,3	3466	449	72,6

* Disponibles como conjunto, vea la nota en esta página.

** El cilindro RC-50 no lleva silleta desmontable ni rosca del collarín.

Serie
RC

Fuerza:
5-95 ton.

Carrera:
16-362 mm

Presión máxima:
700 bar



Mangueras

Enerpac ofrece una línea completa de mangueras hidráulicas de alta calidad. Para garantizar la seguridad de su sistema, use sólo mangueras hidráulicas de Enerpac.

Página: 106



Manómetros

Reducen al mínimo el riesgo de sobrecarga y aseguran durante mucho tiempo un servicio fiable. Consulte la sección Componentes donde encontrará una amplia variedad de manómetros.

Página: 105



Equipos de bomba y cilindro

Los cilindros marcados con un * están disponibles en equipos (cilindro, bomba, manómetro, manguera y acopladores) para su comodidad al hacer los pedidos.

Página: 52



Tablas de velocidad

Vea las Tablas de velocidad de los cilindros de Enerpac en nuestras Páginas Amarillas para determinar la velocidad aproximada de su cilindro.

Página: 103

Cilindros de uso general, de simple efecto

**Enchufes incluidos!**

Se incluyen enchufes rápidos CR-400 en todos los modelos. Apropriados para cualquier manguera de la serie HC.

Fuerza:


5 -95 ton.

Carrera:

16- 362 mm

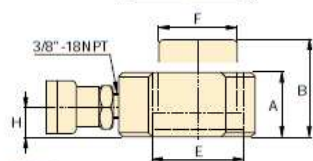
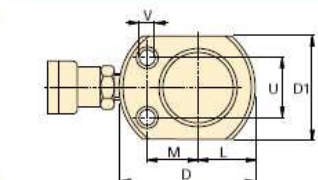
Presión máxima:

700 barSerie
RC

Diám. interior E (mm)	Diám. del vástago F (mm)	Base a conexión H (mm)	Diám. de la sileta J (mm)	Saliente de la sileta del vástago K (mm)	Rosca interna del vástago O	Longit. de rosca del vástago P (mm)	Rosca de montaje del cilindro			Rosca de collarín W	Longit. de rosca collarín X (mm)	 (kg)	Modelo
							Diám. círculo U (mm)	Rosca V	Profund. de rosca Z (mm)				
28,7	25,4	19	**	**	**	**	28	5,6 mm	—	—	—	1,0	RC-50**
28,7	25,4	19	25	6	3/4" - 16	14	25	1/4" - 20UN	14	1 1/2" - 16	28	1,0	RC-51
28,7	25,4	19	25	6	3/4" - 16	14	25	1/4" - 20UN	14	1 1/2" - 16	28	1,5	RC-53
28,7	25,4	19	25	6	3/4" - 16	14	25	1/4" - 20UN	14	1 1/2" - 16	28	1,9	RC-55*
28,7	25,4	19	25	6	3/4" - 16	16	25	1/4" - 20UN	14	1 1/2" - 16	28	2,4	RC-57
28,7	25,4	19	25	6	3/4" - 16	16	25	1/4" - 20UN	14	1 1/2" - 16	28	2,8	RC-59
42,9	38,1	19	—	—	#10 - 24UN	6	39	5/16" - 18UN	12	2 1/4" - 14	26	1,8	RC-101
42,9	38,1	19	35	6	1" - 8	19	39	5/16" - 18UN	12	2 1/4" - 14	28	2,3	RC-102*
42,9	38,1	19	35	6	1" - 8	19	39	5/16" - 18UN	12	2 1/4" - 14	26	3,3	RC-104
42,9	38,1	19	35	6	1" - 8	19	39	5/16" - 18UN	12	2 1/4" - 14	28	4,4	RC-106*
42,9	38,1	19	35	6	1" - 8	19	39	5/16" - 18UN	12	2 1/4" - 14	26	5,4	RC-108
42,9	38,1	19	35	6	1" - 8	19	39	5/16" - 18UN	12	2 1/4" - 14	28	6,4	RC-1010*
42,9	38,1	19	35	6	1" - 8	19	39	5/16" - 18UN	12	2 1/4" - 14	26	6,8	RC-1012
42,9	38,1	19	35	6	1" - 8	19	39	5/16" - 18UN	12	2 1/4" - 14	26	8,2	RC-1014
50,8	41,4	19	38	9	1" - 8	25	47	3/8" - 16UN	12	2 3/4" - 16	30	3,3	RC-151
50,8	41,4	19	38	9	1" - 8	25	47	3/8" - 16UN	12	2 3/4" - 16	30	4,1	RC-152
50,8	41,4	19	38	9	1" - 8	25	47	3/8" - 16UN	12	2 3/4" - 16	30	5,0	RC-154*
50,8	41,4	25	38	9	1" - 8	25	47	3/8" - 16UN	12	2 3/4" - 16	30	6,8	RC-156*
50,8	41,4	25	38	9	1" - 8	25	47	3/8" - 16UN	12	2 3/4" - 16	30	8,2	RC-158
50,8	41,4	25	38	9	1" - 8	25	47	3/8" - 16UN	12	2 3/4" - 16	30	9,5	RC-1510
50,8	41,4	25	38	9	1" - 8	25	47	3/8" - 16UN	12	2 3/4" - 16	30	10,9	RC-1512
50,8	41,4	25	38	9	1" - 8	25	47	3/8" - 16UN	12	2 3/4" - 16	30	11,8	RC-1514
65,0	57,2	25	50	10	1 1/2" - 16	25	58	1/2" - 13UN	19	3 1/2" - 12	49	5,9	RC-251
65,0	57,2	25	50	10	1 1/2" - 16	25	58	1/2" - 13UN	19	3 1/2" - 12	49	6,4	RC-252*
65,0	57,2	25	50	10	1 1/2" - 16	25	58	1/2" - 13UN	19	3 1/2" - 12	49	8,2	RC-254*
65,0	57,2	25	50	10	1 1/2" - 16	25	58	1/2" - 13UN	19	3 1/2" - 12	49	10,0	RC-256*
65,0	57,2	25	50	10	1 1/2" - 16	25	58	1/2" - 13UN	19	3 1/2" - 12	49	12,2	RC-258
65,0	57,2	25	50	10	1 1/2" - 16	25	58	1/2" - 13UN	19	3 1/2" - 12	49	14,1	RC-2510
65,0	57,2	25	50	10	1 1/2" - 16	25	58	1/2" - 13UN	19	3 1/2" - 12	49	16,3	RC-2512
65,0	57,2	25	50	10	1 1/2" - 16	25	58	1/2" - 13UN	19	3 1/2" - 12	49	17,7	RC-2514*
73,2	57,2	57	50	10	1 1/2" - 16	25	—	—	—	3 1/2" - 12	49	18,1	RC-308
95,2	79,5	33	71	2	—	—	95	1/2" - 13UN	19	5" - 12	55	15,0	RC-502
95,2	79,5	33	71	2	—	—	95	1/2" - 13UN	19	5" - 12	55	19,1	RC-504
95,2	79,5	35	71	2	—	—	95	1/2" - 13UN	19	5" - 12	55	23,1	RC-506*
95,2	79,5	35	71	2	—	—	95	1/2" - 13UN	19	5" - 12	55	37,6	RC-5013
114,3	95,2	30	71	5	—	—	—	—	—	5 1/4" - 12	44	29,5	RC-756
114,3	95,2	30	71	5	—	—	—	—	—	5 1/4" - 12	44	59,0	RC-7513
130,3	104,9	41	71	2	—	—	139	3/4" - 10UN	25	6 1/8" - 12	44	59,0	RC-1006*
130,3	104,9	41	71	2	—	—	139	3/4" - 10UN	25	6 1/8" - 12	44	72,6	RC-10010

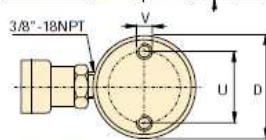
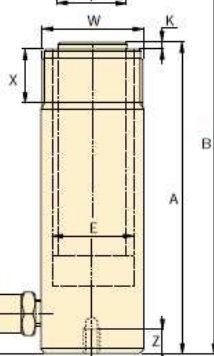
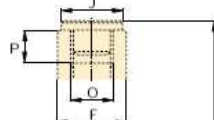
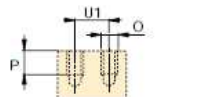
www.enerpac.com

Cilindros de simple efecto, serie RC

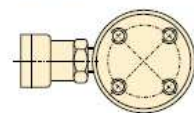
ENERPAC
Tecnología Hidráulica Mundial

RC-50

RC-101

Sólo
(U1 = 19 mm)

RC-51 - RC-7513



RC-1006, RC-10010

**Equipos de bomba y cilindro**

Los cilindros marcados con un * están disponibles en **equipos** (cilindro, bomba, manómetro, manguera y acopladores) para su comodidad al hacer los pedidos.

Página: 52

◀ Para una descripción completa, vea la página anterior.

Fuerza del cilindro (kN)	Cámara (mm)	Modelo	Área efectiva del cilindro (cm ²)	Capacidad de aceite (cm ³)	Altura retraído A (mm)	Altura extendido B (mm)	Diámetro exterior D (mm)
5 (45)	16	RC-50**	6,5	10	41	57	58***
	25	RC-51	6,5	16	110	135	38
	76	RC-53	6,5	50	165	241	38
	127	RC-55*	6,5	83	215	342	38
	177	RC-57	6,5	115	273	450	38
	232	RC-59	6,5	151	323	555	38
10 (101)	26	RC-101	14,5	38	89	115	57
	54	RC-102*	14,5	78	121	175	57
	105	RC-104	14,5	152	171	276	57
	156	RC-106*	14,5	226	247	403	57
	203	RC-108	14,5	294	298	501	57
	257	RC-1010*	14,5	373	349	606	57
	304	RC-1012	14,5	441	400	704	57
	356	RC-1014	14,5	516	450	806	57
15 (142)	25	RC-151	20,3	51	124	149	69
	51	RC-152	20,3	104	149	200	69
	101	RC-154*	20,3	205	200	301	69
	152	RC-156*	20,3	308	271	423	69
	203	RC-158	20,3	411	322	525	69
	254	RC-1510	20,3	516	373	627	69
	305	RC-1512	20,3	619	423	728	69
	356	RC-1514	20,3	723	474	830	69
25 (232)	26	RC-251	33,2	86	139	165	85
	50	RC-252*	33,2	166	165	215	85
	102	RC-254*	33,2	339	215	317	85
	158	RC-256*	33,2	525	273	431	85
	210	RC-258	33,2	697	323	533	85
	261	RC-2510	33,2	867	374	635	85
	311	RC-2512	33,2	1033	425	736	85
	362	RC-2514*	33,2	1202	476	838	85
30 (295)	209	RC-308	42,1	880	387	596	101
	51	RC-502	71,2	362	176	227	127
	101	RC-504	71,2	719	227	328	127
	159	RC-506*	71,2	1131	282	441	127
50 (498)	337	RC-5013	71,2	2399	460	797	127
	156	RC-756	102,6	1601	285	441	146
75 (718)	333	RC-7513	102,6	3417	492	825	146
	168	RC-1006*	133,3	2239	357	525	177
95 (933)	260	RC-10010	133,3	3466	449	709	177

* Disponibles como conjunto, vea la nota en esta página.

** El cilindro RC-50 no lleva silleta desmontable ni rosca del collarín.

*** D1 = 41 mm, L = 20 mm, M = 25 mm.

Accesorios de cilindro, serie RC




ENERPAC
Tecnología Hidráulica Mundial




▼ TABLA DE SELECCIÓN

Para cilindros de fuerza (ton. (t))	Silletas			Base para cilindros	Accesorios de montaje	Montaje de mosquetón	
	Plana	Ranurada ²	Inclinable			Cilindro ⁴	Vástago
							
5 (45)	A-53F ¹	A-53G ²	-	-	RB-5 ⁴ , AW-51 ⁵ , AW-53 ⁵	REB-5 ³	REP-5 ³
10 (101)	A-12 ⁴ , A-102F ³	A-102G ³	CAT-10 ³	JBI-10	RB-10, AW-102	REB-10	REP-10 ³
15 (142)	-	A-152G	CAT-10	-	RB-15	REB-15	REP-10
25 (233)	A-29 ⁴	A-252G	CAT-50	JBI-25	RB-25	REB-25	REP-25
30 (299)	A-29 ⁴	A-252G	CAT-50	-	RB-25	-	REP-25
50 (499)	-	-	CAT-100	JBI-50	-	-	-
75 (718)	-	-	CAT-100	-	-	-	-
95 (933)	-	-	CAT-100	-	-	-	-

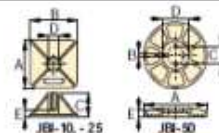
¹ Estándar en cilindros RC de 5-30 toneladas. ² Excepto RC-50. ³ Excepto RC-101. ⁴ Tornillos de montaje incluidos. ⁵ Usado con Conjuntos de Curvadoras de Tubos.

▼ TABLA DE DIMENSIONES

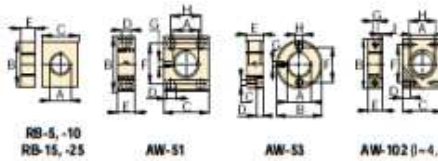
Modelo	Dimensiones de silletas (mm)			A-53F, A-102F	
	A	B	C		
Plana					
A-53F	25	6	17	A-12, A-29	
A-102F	35	6	22		
A-12	51	48	1" - 8 UNC		
A-29	30	48	1 1/2" - 16 UNC		
Ranurada					
A-53G	25	6	17		
A-102G	35	6	22		
A-152G	36	9	22		
A-252G	90	9	35		

Modelo	Dimensiones de silletas (mm)			
	A	B	C	
Inclinable				
CAT-10	35	15	22	
CAT-50	50	23	35	
Inclinable				
CAT-100	71	24	-	

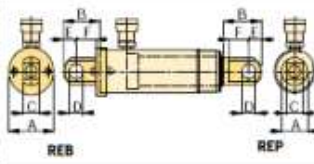
Modelo	Dimensiones de bases para cilindros (mm)				
	A	B	C	D	E
JBI-10	228	228	135	58	20
JBI-25	279	279	140	86	26
JBI-50	304	15	95	131	31



Modelo	Dimensiones de los accesorios de montaje (mm)							
	A	B	C	D	E	F	G	H
RB-5	1 1/8" - 16	88	76	-	25	-	-	-
AW-51	1 1/8" - 16	70	59	10	24	54	1/4" - 20	41
AW-53	1 1/8" - 16	72	7	19	57	1/4" - 20	10	-
RB-10	2 1/8" - 14	114	88	-	25	-	-	-
AW-102	2 1/8" - 14	100	92	16	30	76	1/4" - 20	58
RB-15	2 1/8" - 16	101	114	-	38	-	-	-
RB-25	2 1/8" - 12	127	165	-	50	-	-	-



Tipo	Modelo	Dimensiones (mm)					
		A	B	C	D	E	F
Cilindro ⁴	REB-5	44	47	14	16	16	25
	REB-10	63	66	25	22	25	35
	REB-15	76	66	25	22	25	35
	REB-25	95	79	38	31	31	41
Vástago	REP-5	28	41	14	16	16	19
	REP-10	42	61	25	22	25	28
	REP-25	57	74	38	31	31	35



i Ver las Páginas Amarillas para información de aplicaciones con estos accesorios.

Bombas

Bombas manuales ligeras

ENERPAC
Tecnología Hidráulica Mundial

▼ De arriba hacia abajo: P-802, P-842, P-202, P-142



Exclusivamente de Enerpac

Tabla de selección del cilindro
Para ayudarte a seleccionar la bomba manual más conveniente para su aplicación, por favor consulte la Tabla de selección del cilindro en las Páginas Amarillas. *Página: 96*

Tablas de velocidad
Para determinar cómo funcionará un cilindro con una bomba determinada, consulte las Tablas de velocidad de los cilindros en las Páginas Amarillas. *Página: 103*

Juegos de depósito:
Cuando se requiera una toma de retorno al depósito, estos juegos proporcionan una toma de $\frac{1}{8}" - 20$ en la parte posterior del depósito.

PC-20	Para P-141, P-142
PC-25	Para P-202, P-391, P-392

- Diseño ligero y compacto
- Depósito de nilón con refuerzo de vidrio durable y base de aluminio encapsulado en nilón para una resistencia máxima a la corrosión
- De dos etapas, reduce los movimientos de bombeo hasta en un 78% en relación con las bombas de una etapa
- Menor esfuerzo de bombeo, para reducir la fatiga del operario
- Válvula de 4 vías incorporada en el modelo P-842 para accionar cilindros de doble efecto
- Seguro de palanca, diseño compacto y ligero para facilitar el manejo y transporte
- Gran capacidad de aceite para alimentar una amplia gama de cilindros y herramientas
- Palanca de fibra de vidrio aislante para seguridad del operario
- Válvula de seguridad interna para evitar sobrecargas

▼ La P-392 en funcionamiento, con cilindros RSM-500.



Tipo de bomba	Cantidad de aceite utilizable (cm ³)	Modelo	Presión nominal de trabajo** (bar)		Desplazamiento de aceite por carrera (cm ³)		Fuerza máxima de bombeo (kg)
			1ª etapa	2ª etapa	1ª etapa	2ª etapa	
una etapa	327	P-141	-	700	-	0,90	32,7
	901	P-391	-	700	-	2,47	38,6
dos etapas	327	P-142*	13	700	3,62	0,90	35,4
	901	P-202	13	700	3,62	0,90	28,6
	901	P-392*	13	700	11,26	2,47	42,2
	2540	P-802	27	700	39,33	2,47	43,1
	2540	P-842	27	700	39,33	2,47	43,1

* Disponibles como equipo, ver la nota en la página siguiente.

** Comuníquese con Enerpac en el caso de aplicaciones en que la presión de funcionamiento sea inferior al 10% de la presión nominal.

Bombas manuales ligeras



Serie
P



Capacidad del depósito:

327 - 2540 cm³

Caudal a presión nominal:

0,90 - 2,47 cm³/carrera

Presión máxima:

700 bar



Mangueras

Enerpac ofrece una línea completa de mangueras hidráulicas de alta calidad. Para garantizar la seguridad de su sistema, use sólo mangueras hidráulicas de Enerpac.

Página: 106



Manómetros

Reducen al mínimo el riesgo de sobrecarga y aseguran durante mucho tiempo un servicio fiable. Consulte la sección

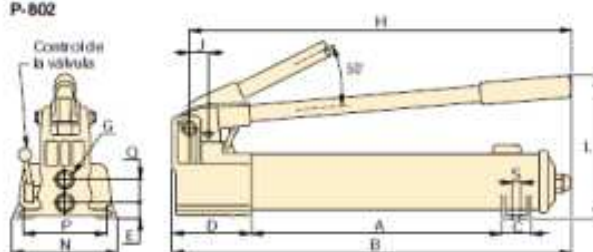
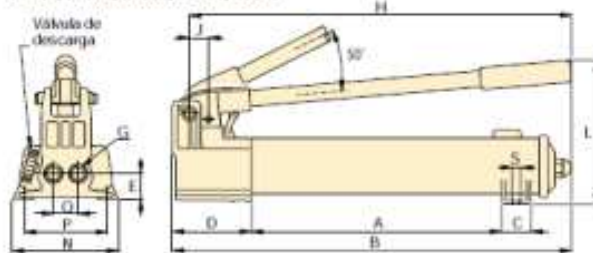
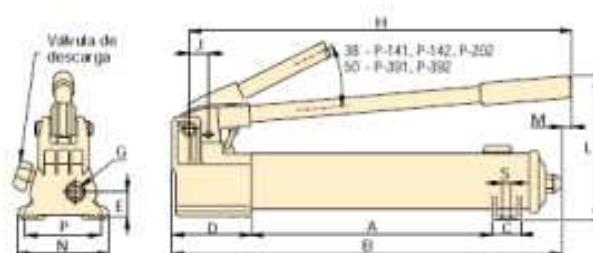
Componentes para ver una amplia variedad de manómetros.

Página: 105



Depósito de aluminio

En aplicaciones en que los depósitos ligeros pueden no ser adecuados, el modelo P-392AL utiliza un depósito de aluminio extruido. También se incluye una segunda palanca para manejo a dos manos.



Carrera del pistón	Dimensiones (mm)														Peso (kg)	Modelo
	A	B	C	D	E	G	H	J	L	M	N	P	Q	S		
12,7	185	336	28	85	28	1/4" - 18 NPT	319	19	143	-	96	80	-	7	2,0	P-141
25,4	344	533	36	99	33	1/4" - 18 NPT	522	30	177	16	120	-	-	-	4,1	P-391
12,7	185	336	28	85	28	1/4" - 18 NPT	319	19	143	-	96	80	-	7	2,0	P-142*
12,7	344	509	36	85	28	1/4" - 18 NPT	400	19	144	16	95	-	-	-	3,4	P-202
25,4	344	533	36	99	33	1/4" - 18 NPT	522	30	177	16	120	-	-	-	4,1	P-392*
25,4	337	552	45	133	35	1/4" - 18 NPT	527	55	228	-	181	120	35	10	8,2	P-802
25,4	337	552	45	133	20	1/4" - 18 NPT	527	55	228	-	181	120	36	10	10,0	P-842

www.enerpac.com

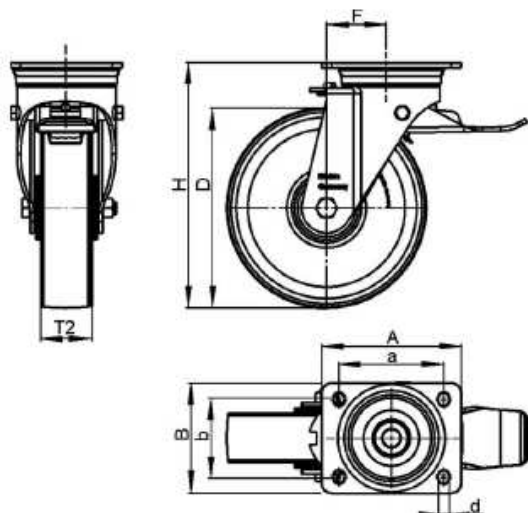
Ruedas**Ficha técnica del producto****LS-GSPO 101K-ST****Horquilla:**

Muy robusta construcción de acero soldado, con cojinete axial ranurado de bolas DIN 711 y de rodillos cónicos DIN 720 en la cabeza giratoria, protegido contra polvo y agua salpicada, con engrasador, con vástago central muy macizo, soldado, atornillado y asegurado. Eje atornillado, zincado - amarillo cromado.





Rueda:

De poliamida de alta calidad fundida, dura y de alta densidad, con cojinete a bolas, color beige natural.

Variante: Freno "stop-top"

**Datos técnicos:**

Ø rueda (D)	100 mm
Ancho rueda (T2)	55 mm
Capacidad de carga	1500 kg
Altura total (H)	145 mm
Tipo de eje	Coj. a bolas
Dimensión de platina (A,B)	140 x 110 mm
Distancia agujeros (a,b)	105 x 75-80 mm
Voladizo rueda girat. (F)	50 mm
Peso por unidad	4,2 kg
Ø agujero (d)	11 mm
Resistente a temperaturas desde	-30 °C
Resistente a temperaturas hasta	80 °C
Dureza del bandaje	80° Shore D

Resistencia a la rodadura	
Emisión de ruidos	
Protección de suelos	
Desgaste	
Radio de giro	